

**IB 131-2015/026**

**Globaler Modellansatz zur Untersuchung des  
Einflusses der Klebschichtverbindungen eines  
Windrotorblattes auf das Strukturverhalten**

Johannes Dietel

Christian Willberg



**Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik  
Braunschweig**

März / 2015



Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt e.V.  
in der Helmholtzgemeinschaft  
Institut für Faserverbundleichtbau und Adaptronik

IB 131-2015/026


**Globaler Modellansatz zur Untersuchung des Einflusses der  
Klebschichtverbindungen eines Windrotorblattes auf das  
Strukturverhalten**

Braunschweig, März, 2015

Der Bericht umfasst:

69 Seiten

Institutsleiter:  
Prof. Dr.-Ing. M. Wiedemann



Leiter der Abteilung:  
Dr.-Ing. Tobias Wille



Verfasser:  
Johannes Dietel  
Dr.-Ing. Christian Willberg







---

## Kurzfassung

Im Rahmen der Energiewende soll die Anzahl der Windenergieanlagen (WEA) in Deutschland massiv ausgebaut werden. Aufgrund der begrenzten Standorte wird ein großer Teil älterer Windkraftanlagen im Rahmen des sogenannten „Re-Powerings“ durch neue Anlagen mit verbesserten Wirkungsgraden ausgetauscht. Eine Steigerung des Wirkungsgrades wird unter anderem durch eine Leichtbauweise erreicht. Dazu gehört neben der Verwendung von langen und schlanken Rotorblättern auch der Einsatz von Klebeverbindungen. Hierbei ist es nötig das physikalische Verhalten von Klebeverbindungen zu untersuchen. Unzureichende analytische Lösungen und aufwendige experimentelle Testverfahren haben zu einem verstärkten Einsatz von numerischen Verfahren, wie der Finiten-Elemente-Methode (FEM), geführt. Dabei werden zumeist zweidimensionale Schalenelmente verwendet, bei denen unter anderem die Schubspannungen in Dickenrichtung vernachlässigt werden. Hierdurch können wichtige Informationen über das Verhalten der Klebschicht verloren gehen. Diese Arbeit beschäftigt sich mit einem Modellansatz, bei dem ein lokales, dreidimensionales Detailmodell mit einem globalen zweidimensionalen Gesamtmodell verknüpft wird. Hierfür wird ein bestehendes parametrisches Modell angepasst und anhand eines vereinfachten Beispielmmodells validiert, wobei es zu einer guten Übereinstimmung zwischen numerischer und analytischer Lösung kommt. Anschließend wird das Verfahren an der Vorderkante eines Rotorblattes angewandt um die Korrelationen zwischen lokalen und globalen Spannungsverläufen entlang der Klebschicht zu untersuchen. Dabei werden verschiedene geometrische Parameter der Klebschicht variiert. Zuletzt wird die Wirksamkeit des Simulationsverfahrens evaluiert.

## Abstract

Due to environmental issues, the demand for efficient, lightweight wind turbines is high. Therefore, standard rivets or screw joints are replaced by adhesive bonds. To predict the behaviour of bonded joints, it is required to examine the properties of the adhesive joints. Because analytical solutions are often not satisfactory and experiments result in high expenses, numerical methods like FEM are used. Large and thin structures are modeled with finite shell elements. Therefore, important information for an adhesive bonding could be lost.

The current study focuses on the development and validation of a local-global modeling strategy. An existing parametric model is extended and validated with the use of a simplified tube model. The numerical results match well with the analytical solution. The method is then used to analyse the leading edge of the blade and investigate the correlation between local and global stresses. Therefore, different geometric parameters of the adhesive are used. At last the potency of the modeling strategy is evaluated.

---

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich direkt oder indirekt bei der Fertigstellung dieser Arbeit unterstützt haben. Als erstes sei hier Dr.-Ing. Christian Willberg, mein Betreuer vom DLR, erwähnt. Ich danke ihm für die Möglichkeit diese hochinteressante Arbeit beim DLR schreiben zu können, für die viele Geduld, die guten Ratschläge und die exzellente Betreuung bis zum Ende. Seine Lösungsvorschläge und sein jederzeit offenes Ohr haben sehr zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Aber auch von dem gesamten Team Strukturmechanik, den studentischen Hilfskräften und dem Management habe ich wertvolle Unterstützung erhalten. Ich bedanke mich bei Shashank Vadlamani für die gute Zusammenarbeit und den kulturellen Austausch. Ein herzlicher Dank geht auch an Jun.-Prof.Dr.-Ing. Daniel Juhre von der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg für die vielen persönlichen Treffen, die messerscharfe Kritik und den langen Atem. Die Gespräche mit ihm waren stets sehr konstruktiv und führten zu einer stetigen Verbesserung der Arbeit. Ein besonderer Dank gilt meiner Familie sowie meinen Freunden für die ungebrochene Unterstützung, Weckrufe und mutmachenden Anfeuerungen.

# Inhaltsverzeichnis

|   |           |
|---|-----------|
| <b>Symbolverzeichnis</b>  | <b>3</b>  |
| <b>1 Einleitung</b>   | <b>7</b>  |
| <b>2 Theoretische Vorbetrachtungen</b>                            | <b>9</b>  |
| 2.1 FE-Modellierung von dünnwandigen Strukturen . . . . .         | 9         |
| 2.1.1 Kinematik und FE-Diskretisierung . . . . .                  | 10        |
| 2.1.2 Die Assumed–Natural–Strain–Methode (ANS-Methode) . . . . .  | 12        |
| 2.1.3 Die Enhanced-Assumed-Strain-Methode (EAS-Methode) . . . . . | 13        |
| 2.2 Modellierungsstrategie . . . . .                              | 15        |
| 2.3 Testen von Windrotorblättern . . . . .                        | 18        |
| 2.4 Gestaltung von Klebeverbindungen . . . . .                    | 20        |
| 2.4.1 Beanspruchungen von Klebeverbindungen . . . . .             | 20        |
| 2.4.2 Formen von Klebeverbindungen . . . . .                      | 21        |
| <b>3 Verifizierung des Simulationsverfahrens</b>                  | <b>23</b> |
| 3.1 Erstellung des Tube-Beispielmodells . . . . .                 | 23        |
| 3.1.1 Analytische Lösung . . . . .                                | 23        |
| 3.1.2 Numerische Lösung . . . . .                                 | 26        |
| 3.1.3 Vergleich . . . . .   | 26        |
| 3.2 Verifizierung der Coupling-Methode . . . . .                  | 30        |
| <b>4 Modellaufbau</b>   | <b>36</b> |
| 4.1 Programmstruktur . . . . .                                    | 36        |
| 4.2 Aufbau des globalen Modells . . . . .                         | 38        |
| 4.2.1 Modifikation des globalen Modells . . . . .                 | 38        |
| 4.2.2 Coupling der Modelle . . . . .                              | 40        |
| 4.3 Aufbau des lokalen Modells . . . . .                          | 42        |
| 4.3.1 Modellerstellung . . . . .                                  | 42        |
| 4.3.2 Materialzuweisung . . . . .                                 | 43        |
| 4.3.3 FE-Writer . . . . .   | 44        |
| <b>5 Klebschichtanalyse der Rotorblatt-Vorderkante</b>            | <b>46</b> |
| 5.1 Auswertung der Ergebnisse und Diskussion . . . . .            | 46        |
| <b>6 Zusammenfassung und Ausblick</b>                             | <b>53</b> |
| <b>Anhang</b>   | <b>55</b> |

|                              |           |
|------------------------------|-----------|
| <b>Literaturverzeichnis</b>  | <b>59</b> |
| <b>Abbildungsverzeichnis</b> | <b>62</b> |
| <b>Tabellenverzeichnis</b>   | <b>64</b> |

## Symbolverzeichnis

|                     |  |
|---------------------|--|
| $\alpha$            | Mittelpunktwinkel des Kreisbogens                        |
| $\alpha$            | Vektor der unbekannten, erweiterten Verzerrungsparameter |
| $\Omega$            | Integrationsgebiet                                       |
| $\Theta$            | Interpolationsmatrix                                     |
| $\varepsilon$       | Verzerrungstensor  |
| $\varepsilon^u$     | Feld der verschiebungskompatiblen Verzerrungen           |
| $\xi_K, \eta_K$     | Koordinaten der Kollokationspunkte                       |
| $B$                 | Diskretisierter Differentialoperator (B-Operator)        |
| $B_q^\xi, B_q^\eta$ | B-Operator mit Querschubanteilen                         |
| $B_x$               | B-Operator ohne Querschubanteilen                        |
| $C$                 | Materialtensor   |
| $D$                 | Materialtensor der Schalentheorie                        |
| $d$                 | Vektor der Knoten- und Differenzverschiebungen           |
| $F$                 | Lastvektor   |
| $K$                 | Steifigkeitsmatrix                                       |
| $K_c$               | Komponente der globalen Steifigkeitsmatrix               |
| $K_p$               | Komponente der lokalen Steifigkeitsmatrix                |
| $M$                 | Testfunktionen der Verzerrungen                          |
| $N$                 | Matrix der Formfunktionen                                |
| $n$                 | Normalenvektor   |
| $N_K^\xi, N_K^\eta$ | Materialtensor   |
| $R$                 | Matrix der inneren Kräfte                                |
| $S$                 | Nachgiebigkeitsmatrix                                    |

---

|   |  |
|---|--|
| $\mathbf{u}$  | Verschiebungsvektor eines Punktes des Schalenkörpers             |
| $\mathbf{u}_o$  | Verschiebung eines Punktes an der Oberseite der Schale           |
| $\mathbf{u}_u$  | Verschiebung eines Punktes an der Unterseite der Schale          |
| $\mathbf{x}$  | Beschreibung der dreidimensionalen Schalengeometrie              |
| $\mathbf{x}_{Iu}, \mathbf{x}_{Io}$                    | Lage des Elementknotens I  |
| $\boldsymbol{\sigma}$                                 | Spannungstensor  |
| $\bar{\mathbf{P}}$                                    | Vektor der vorgegebenen Spannungen                               |
| $\bar{\mathbf{p}}$                                    | Vektor der Volumenkräfte   |
| $\hat{\mathbf{B}}$                                    | Ansatzfunktionen an den Kollokationspunkten                      |
| $\hat{\mathbf{u}}$                                    | Vektor der vorgegebenen Verschiebungen                           |
| $\Omega_\sigma$                                       | Rand mit gegebenen Spannungen                                    |
| $\Omega_u$  | Rand mit gegebenen Verschiebungen                                |
| $\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}$                    | Feld der verschiebungsinkompatiblen Verzerrungen                 |
| $\mathbf{K}_{EAS}$                                    | Steifigkeitsmatrix des EAS-Elements                              |
| $\Delta b_{rv}, \Delta b_{rh}$                        | Vordere und hintere relative Abweichung der Kreisbogenlänge      |
| $\hat{\boldsymbol{\varepsilon}}$                      | Diskrete Werte der Querschubverzerrungen                         |
| $\nu$   | Poissonzahl  |
| $\Pi_{HW}$  | Potentielle Energie beim Prinzip von Hu–Washizu                  |
| $\rho$  | Dichte   |
| $\sigma$  | Spannung   |
| $\sigma_{mis}$  | Von-Mises-Spannung   |
| $\tilde{h}$   | Dicke des degenerierten Schalenelements                          |
| $\tilde{K}_1 \dots \tilde{K}_4$                       | Objektknoten   |
| $\tilde{s}, \tilde{t}, \tilde{r}$                     | Element-Koordinaten in ANSYS                                     |
| $\boldsymbol{\varepsilon}$                            | Verzerrung   |
| $\varepsilon_{\xi\zeta}, \varepsilon_{\eta\zeta}$     | Komponenten der Querschubverzerrungen                            |
| $\varepsilon_{\xi\zeta}^K, \varepsilon_{\eta\zeta}^K$ | Komponenten der Querschubverzerrungen an den Kollokationspunkten |
| $\varphi_\xi, \varphi_\eta, \varphi_\zeta$            | Rotationskomponenten   |

---

|                       |  |
|-----------------------|--|
| $\xi, \eta, \zeta$    | Element-Koordinaten                                      |
| $A_i$                 | Fläche des Teilquerschnittes                             |
| $b$                   | Länge des Kreisbogens                                    |
| $b_{Root}$            | Breite der Wurzel des Windrotorblattes                   |
| $b_{Tip}$             | Breite an der Spitze des Windrotorblattes                |
| $d$                   | Knotenverschiebung                                       |
| $E$                   | E-Modul  |
| $F_i$                 | Am Punkt $i$ angreifende Kraft                           |
| $F_{e1} \dots F_{e5}$ | Komponenten des Lastvektors <i>edgewise</i>              |
| $F_{f1} \dots F_{f5}$ | Komponenten des Lastvektors <i>flapwise</i>              |
| $F_{li}$              | Längskraft des Balkenabschnittes                         |
| $F_{qi}$              | Querkraft des Balkenabschnittes                          |
| $F_{Rx}, F_{Ry}$      | Horizontale und vertikale Lagerkräfte                    |
| $F_{t1} \dots F_{t5}$ | Komponenten des Lastvektors <i>torsion</i>               |
| $G$                   | Gleitmodul   |
| $h$                   | Höhe der Holme bis zum Innenkreisdurchmesser             |
| $h_{Root}$            | Höhe der Wurzel des Windrotorblattes                     |
| $h_{Tip}$             | Höhe an der Spitze des Windrotorblattes                  |
| $I$                   | Elementknoten  |
| $i$                   | Laufvariable, Teilquerschnitte, Balkenabschnitte         |
| $I_{xxi}$             | Trägheitsmoment für Rotation um x-Achse am Abschnitt $i$ |
| $I_{xx}$              | Gesamt-Trägheitsmoment für Rotation um x-Achse           |
| $K$                   | Kollokationspunkt  |
| $l$                   | Länge der Schale   |
| $L_1 \dots L_4$       | Objektlinien   |
| $l_B$                 | Länge des Rotorblattes                                   |
| $l_i$                 | Länge des Balkenabschnitts                               |
| $M_R$                 | Reaktionsmoment  |

---

|                          |  |
|--------------------------|--|
| $M_{bi}$                 | Biegemoment des Balkenabschnittes                              |
| $n$                      | Anzahl der Teilquerschnitte                                    |
| $N_I$                    | Lagrange-Ansatzfunktion  |
| $r$                      | Innenradius des Kreisrohrs                                     |
| $r$                      | Radius des Kreisbogens   |
| $r_v, r_h$               | Vorderer und hinterer Radius des Kreisbogens                   |
| $s$                      | Abstand der Holme von der y-Achse des Kreisrohrs               |
| $t$                      | Wandstärke des Kreisrohrs                                      |
| $t_{adh}$                | Dicke der Klebschicht  |
| $u_\xi, u_\eta, u_\zeta$ | Verschiebungskomponenten                                       |
| $u_{1...8}$              | Verschiebung der jeweiligen Knoten                             |
| $u_{SHELL181}$           | Verschiebung am ANSYS-Element SHELL181                         |
| $u_{SOLSH190}$           | Verschiebung am ANSYS-Element SOLSH190                         |
| $v_i$                    | Verschiebung am Balkenabschnitt                                |
| $X, Y, Z$                | Globale Koordinaten  |
| $X_1, X_2, X_3$          | Koordinaten der Spannungskomponenten im dreidimensionalen Fall |
| $x_o$                    | Koordinaten für Punkt auf der Schalenoberseite                 |
| $x_u$                    | Koordinaten für Punkt auf der Schalenunterseite                |
| $y_{0i}$                 | Abstand zum Gesamtschwerpunkt in y-Richtung                    |
| $y_{L1} \dots y_{L5}$    | Y-Koordinaten der Lastangriffspunkte beim Rotorblatt           |



# 1 Einleitung

Basierend auf der energiepolitischen Zielsetzung der Bundesregierung spielt die Windenergie eine tragende Rolle in der zukünftigen Stromerzeugung Deutschlands. So sollen bei der Windenergie auf See 6.500 Megawatt bis 2020 und 15.000 Megawatt bis 2030 zusätzlich installiert werden [2]. Um dieses Ziel zu erreichen, werden zwei Wege beschritten: Zum einen werden beim sogenannten „Repowering“ an der Küste oder im Binnenland stehende Windenergieanlagen (WEA) durch leistungsstärkere ersetzt. Zum anderen werden in erheblichem Umfang weit vor den Küsten liegende „Offshore“-Windparks mit Anlagen extremer Leistungsklasse und Baugröße geplant. Eine Erhöhung des Wirkungsgrades einer WEA kann unter anderem durch eine Gewichtsreduzierung des Rotorblattes erreicht werden. Mit den längeren und schlankeren Rotorblättern, die dadurch entstehen, geht die Forderung nach strukturdynamischer Belastbarkeit, insbesondere in den stark belasteten Klebeverbindungen, einher [42].

In den letzten Jahrzehnten nahm die Verwendung von Faserverbundmaterialien wie z.B. Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff (KFK) stetig zu. Sowohl in der Luft- und Raumfahrt als auch in der Energietechnik stellen sie momentan die dominierende Materialgruppe dar [15]. Das Zusammenfügen der einzelnen Faserverbundstrukturen erfolgt zumeist durch den Einsatz von Klebeverbindungen [28, 19, 29]. So enthalten die Boeing 787, der Airbus A380 und der Airbus A350 mehr als 50% geklebte Strukturen [11]. Auch bei der Konstruktion von Windrotorblättern haben Klebeverbindungen sich gegen mechanische Verbindungselemente durchgesetzt [28, 35, 15].

Die Vorteile beim Fügen durch Kleben sind die hohe Festigkeit bei geringem Gewicht, die gute Korrosionsbeständigkeit, sowie die Möglichkeit unterschiedliche Materialien verbinden zu können [30, 33, 4]. Probleme bereiten noch das Auseinanderbauen, das Verhalten bei Schälbeanspruchung und die Komplexität des Fügeprozesses. Im Gegensatz zu mechanischen Verbindungen kommt es bei der Verwendung von Klebeverbindungen zu einem weichen Kraftfluss und somit zu einer geringeren Spannungskonzentration [4]. Für die Entwicklung von zuverlässigen Klebschichtverbindungen ist ein Evaluierungsprozess nötig. Einen schnellen und einfachen Weg um das mechanische Verhalten von Klebeverbindungen zu beschreiben, liefern analytische Lösungen. Volkersen ging in seiner Analyse davon aus, dass die Klebschicht auf Schub und die Fügeteile auf Druck beansprucht werden [40]. Welche Auswirkungen die Rotation der Fügeteile hat, wurde zuerst von Goland und Reissner untersucht [27]. Hierbei wurde von über die Dicke konstanten Schub- und Schälspannungen ausgegangen. Das mechanische Verhalten von Klebschichtverbindungen ist neben der Klebschichtgeometrie auch von verschiedenen Randbedingungen abhängig [20]. Durch die zunehmende Komplexität der Geometrie, dem dreidimensionalen Verhalten und dem Hinzukommen von nicht-linearen Materialverhalten, ist eine analytische Beschreibung der Klebschichtverbindungen nur schwer möglich. Ab den 70er Jahren wird aus diesen Gründen verstärkt die Finite-Elemente-Methode (FEM) eingesetzt [20]. Mit diesem numerischen Verfahren ist es möglich das mechanische Verhalten der Klebschichtverbindung für eine Vielzahl von Geometrien und Lastfällen zu

bestimmen. Eine besondere Herausforderung stellt hierbei die, in Relation zu den Fügeteilen, dünne Klebschicht dar. Für diese wird ein feineres FE-Netz benötigt, wobei ein sanfter Übergang zu dem größeren FE-Netz der Fügeteile gewährleistet sein muss [20].

Innerhalb der letzten Jahre wurde eine Vielzahl von FEM-Analysen für unterschiedliche Typen von Klebschichtverbindungen durchgeführt. Einen Überblick über die Simulation mit verschiedenen Materialien liefert Baldan [4], wogegen sich Banea und da Silva auf die Untersuchung von Faserverbundwerkstoffen konzentrieren [5]. Da das Durchführen von Experimenten mit hohem Aufwand und Kosten verbunden ist, kommt der Simulation eine wichtige Rolle zu. Einen Überblick über den Forschungsstand zur Klebschichtsimulation mittels der FEM liefert He [20]. Aufgrund der Komplexität des Gesamtmodells, handelt es sich bei der Mehrzahl der vorgestellten Arbeiten um 2D-Simulationen, die zum physikalischen Verständnis einer Klebschichtverbindung beitragen. Um diese jedoch im Zusammenhang zum Gesamtmodell beurteilen zu können, ist es nötig die lokalen Erkenntnisse mit einem globalen Modell zu koppeln [42].

Hierfür verfolgt die vorliegende Arbeit mehrere Ziele [39]: Die Entwicklung eines robusten und effizienten parametrischen Modells zur Analyse und Optimierung der Klebschichtverbindung, die Validierung dieses Modells und die Analyse des globalen und lokalen Strukturverhaltens für verschiedene Variationen der Klebschicht-Eigenschaften und Geometrien.

## 2 Theoretische Vorbetrachtungen

### 2.1 FE-Modellierung von dünnwandigen Strukturen

Viele Konstruktionen im Ingenieurwesen beinhalten dünnwandige Strukturen und können auf ein Schalen-Problem zurückgeführt werden. Beispiele hierfür sind Brücken, Gebäude, Schiffsdecks oder Bohrinseln. In allen Bereichen, in denen Leichtbau substanziell ist, wie in der Luft- und Raumfahrt oder in der Energietechnik, werden diese Strukturen verwendet. Die Tragfähigkeit einer Schale kommt durch die Ableitung von Lasten über Membrankräfte zustande, welche konstant über die Dicke der Schale sind. Dies führt zu einer großen Steifigkeit bei geringem Materialeinsatz.

Schalenelemente werden für die Modellierung von dünnwandigen ( $\tilde{h}/l \ll 1$ ), einfach oder doppelt gekrümmten Strukturen benutzt (z.B. Verbundwerkstoffe) und können sowohl orthogonale als auch ebene Belastungen aufnehmen. Eine normal zur Schalen-Mittelfläche aufgebrachte Belastung wie in Abb. 2.1, führt zu Scherung bei gleichzeitiger Biegung um die x- und y-Achse [36]. Daraus resultieren Normalspannungen in der Ebene, welche in Dickenrichtung variieren [38]. Im Folgenden wird auf die Besonderheiten der klassischen 2D- und der 3D-Schalenelementformulierungen eingegangen, welche im Rahmen dieser Arbeit relevant sind.

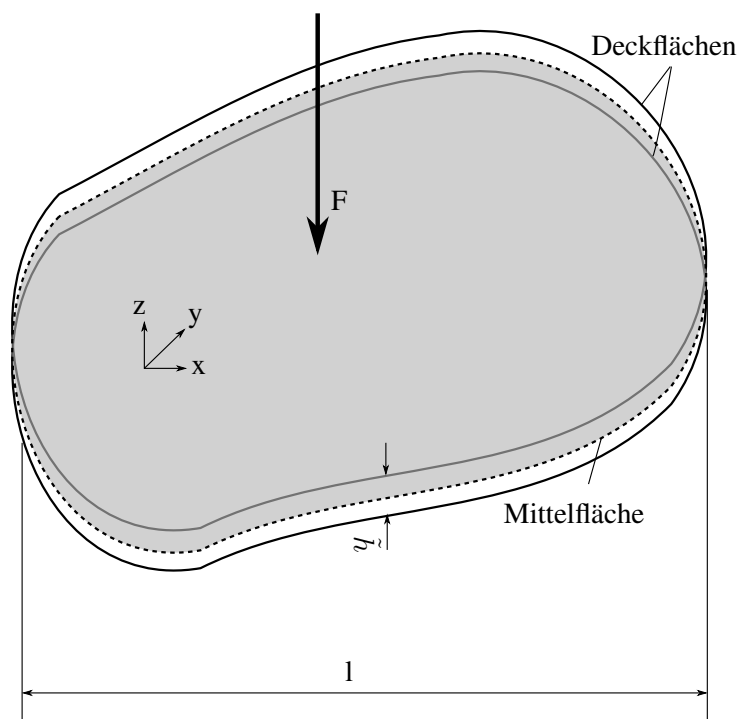


Abbildung 2.1: Aufbau einer Schale

### 2.1.1 Kinematik und FE-Diskretisierung

Als klassisches 2D-Schalenelement wird hier das ANSYS-Element *SHELL181* verwendet, welches für Schalenstrukturen bis zu einer moderaten Dicke eingesetzt werden kann. Es besteht aus 4 Knoten mit jeweils 3 Freiheitsgraden in der Translation und Rotation (Abb. 2.2). Es gelten die Annahmen des *Kirchhoff-Loveschen* Schalenmodells [38, 1] :

- Die Durchbiegung ist klein im Vergleich zur Dicke der Schale
- Die Schale ist symmetrisch zur Mittelebene
- Die Dicke der Schale ist konstant
- Normalspannungen in Dickenrichtung  $\sigma_{zz}$  werden vernachlässigt
- Linien, die orthogonal zur unverformten Mittelfläche stehen, stehen auch im verformten Zustand normal zur Mittelfläche, weshalb die Schubspannungen  $\sigma_{xz}$  und  $\sigma_{yz}$  nicht berücksichtigt werden

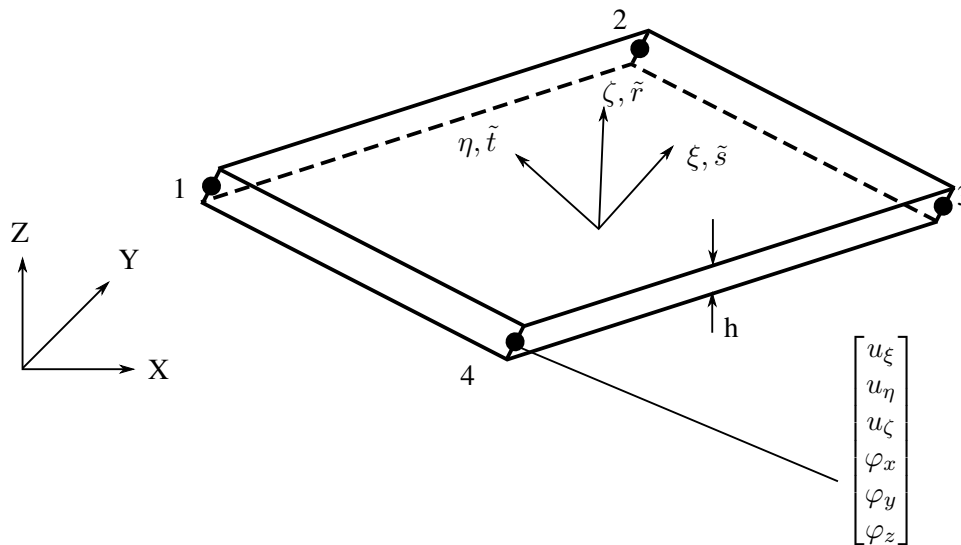


Abbildung 2.2: Freiheitsgrade des klassischen Schalenelements nach dem Degenerationsprinzip

Das *Shell181-Element* wird verwendet, da es sich gut für die Modellierung geschichteter Strukturen eignet. Hierbei wird von einer *Reissner-Mindlin-Schale* ausgegangen, welche Schubverzerrungen 1. Ordnung zulässt [1]. Die Annahme der gleichbleibenden orthogonalen Linien gilt somit nicht mehr. Aufgrund der verschwindenden transversalen Normalspannungen ist eine statische Kondensation der Normalverzerrungen in Dickenrichtung nötig. Um Locking-Effekte zu verhindern, wird eine vollständige Integration in Kombination mit der Assumed-Natural-Strain-Methode (ANS-Methode) angewandt. Beim Locking handelt es sich um parasitäre Spannungen, die entstehen, wenn der vorhandene Spannungszustand durch die gewählten Elemente nicht korrekt wiedergegeben werden kann [7]. Diese Spannungen führen zu einer erhöhten inneren Energie und damit zu einer zusätzlichen Versteifung der Elemente.

Die klassischen Schalenelemente (z.B. SHELL181) basieren auf dem Degenerationskonzept. Hierbei wird der Schalenkörper mit dreidimensionalen Kontinuums-elementen diskretisiert [8], wobei die Kinematik durch verschiedene Annahmen modifiziert wird. So bleibt die Normale zur Mittelfläche bei Deformation gerade und die Dicke konstant. Diese Bedingungen können erfüllt werden, wenn von einem

linearen Verschiebungsverlauf in Dickenrichtung ausgegangen wird. Die Normalspannung wird in dieser Richtung vernachlässigt. Die dreidimensionale Schalengeometrie kann dann wie folgt approximiert werden [23]:

$$\mathbf{x}(\xi, \eta, \zeta) = \frac{1}{2}((1 + \zeta)\mathbf{x}_o(\xi, \eta) + (1 - \zeta)\mathbf{x}_u(\xi, \eta)) \quad (2.1)$$

$\mathbf{x}_o(\xi, \eta)$  und  $\mathbf{x}_u(\xi, \eta)$  beschreiben die Punkte auf der Schalenunter- bzw. Schalenoberseite. Beide Seiten werden getrennt mit der bilinearen Lagrange-Ansatzfunktion  $N_I(\xi, \eta)$  diskretisiert. Die Koordinaten des Elementknotens  $I$  sind in den Vektoren  $\mathbf{x}_{Io}$  und  $\mathbf{x}_{Iu}$  enthalten. Damit ergibt sich für die Diskretisierung [36]:

$$\mathbf{x}(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{I=1}^{Knoten} \frac{1}{2} N_I(\xi, \eta) ((1 + \zeta)\mathbf{x}_{Io} + (1 - \zeta)\mathbf{x}_{Iu}) \quad (2.2)$$

Die Verschiebungen werden nach dem gleichen isoparametrischen Konzept approximiert [7]:

$$\mathbf{u}(\xi, \eta, \zeta) = \frac{1}{2} \mathbf{\Theta}(\zeta) \begin{bmatrix} \mathbf{u}_o(\xi, \eta) \\ \mathbf{u}_u(\xi, \eta) \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

Die Verschiebungen eines Punktes an der Unter- bzw. Oberseite der Schale sind hierbei in  $\mathbf{u}_u(\xi, \eta)$  und  $\mathbf{u}_o(\xi, \eta)$  enthalten. Bei einer Verwendung von linearen Ansatzfunktionen, ergibt sich die Interpolationsmatrix  $\mathbf{\Theta}(\zeta)$  zu:

$$\mathbf{\Theta}(\zeta) = \begin{bmatrix} 1 + \zeta & 0 & 0 & 1 - \zeta & 0 & 0 \\ 0 & 1 + \zeta & 0 & 0 & 1 - \zeta & 0 \\ 0 & 0 & 1 + \zeta & 0 & 0 & 1 - \zeta \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Bei Solid-Shell-Elementen wird zusätzlich die EAS-Methode (Kapitel 2.1.3) und die ANS-Methode (Kapitel 2.1.2) angewendet, um Lockingeffekte zu vermeiden. Die Verzerrungskomponenten der Querschubverzerrungen  $\varepsilon_{\xi\zeta}$  und  $\varepsilon_{\eta\zeta}$  werden dabei an den Punkten  $(\xi = 0, \eta = -1)$ ,  $(\xi = 0, \eta = 1)$ ,  $(\xi = 1, \eta = 0)$  und  $(\xi = -1, \eta = 0)$  ausgewertet, wobei die Kollokationspunkte auf der Mittelfläche des Elements liegen ( $\zeta = 0$ ). Damit ergeben sich die folgenden Querschubverzerrungen [36]:

$$\hat{\varepsilon}_{\xi\zeta}(\eta) = \frac{1}{2}(1 - \eta)\varepsilon_{\xi\zeta}(\xi = 0, \eta = -1) + \frac{1}{2}(1 + \eta)\varepsilon_{\xi\zeta}(\xi = 0, \eta = 1) \quad (2.5)$$

$$\hat{\varepsilon}_{\eta\zeta}(\xi) = \frac{1}{2}(1 - \xi)\varepsilon_{\eta\zeta}(\xi = -1, \eta = 0) + \frac{1}{2}(1 + \xi)\varepsilon_{\eta\zeta}(\xi = 1, \eta = 0) \quad (2.6)$$

In dieser Arbeit werden die 2D-Schalenelemente SHELL181 und die Solid-Shell-Elemente SOLSH190 aus ANSYS eingesetzt. Die hierfür verwendeten Formfunktionen lauten

$$\begin{aligned} u_{SEHELL181} = & \frac{1}{4}(u_1(1 - \xi)(1 - \eta) + u_2(1 + \xi)(1 - \eta) \\ & + u_3(1 + \xi)(1 + \eta) + u_4(1 - \xi)(1 + \eta)) \end{aligned} \quad (2.7)$$

und

$$\begin{aligned}
 u_{SOLSH190} = \frac{1}{8} & (u_1(1-\xi)(1-\eta)(1-\zeta) + (u_2(1+\xi)(1-\eta)(1-\zeta) + (u_3(1+\xi)(1+\eta)(1-\zeta) \\
 & + (u_4(1-\xi)(1+\eta)(1-\zeta) + (u_5(1-\xi)(1-\eta)(1+\zeta) + (u_6(1+\xi)(1-\eta)(1+\zeta) \\
 & + (u_7(1+\xi)(1+\eta)(1+\zeta) + (u_8(1-\xi)(1+\eta)(1+\zeta))
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

Die restlichen Translationen und Rotationen lassen sich analog berechnen [1].

### 2.1.2 Die Assumed–Natural–Strain–Methode (ANS-Methode)

Bei der ANS-Methode handelt es sich um eine Modifikation in der Elementformulierung, mit welcher konkret Querschublocking-Effekte verhindert werden können, die welche bei schubweichen Flächenelementen sowie bei linearen Kontinuumsselementen auftreten. Hierbei handelt es sich um eine *Kollokationsmethode*. Diese zeichnet sich dadurch aus, dass die gesuchten Größen zuerst an diskreten Punkten (Kollokationspunkten) aus einer Nebenbedingung berechnet und anschließend durch eine Ansatzfunktion im Element interpoliert werden [36]. Da die Querschubverzerrungen nicht direkt aus den Ableitungen der Verschiebungen berechnet werden, entstehen somit keine parasitären Spannungen. Die Kollokationspunkte werden an den Kantenmitten gewählt, da die linear verlaufenden parasitären Querschubverzerrungen in der Mitte des Elements einen Nulldurchgang aufweisen. Ein zusätzlicher Vorteil der ANS-Methode ist, dass die Elemente unempfindlicher gegen Netzverzerrungen sind, da die Querschubverzerrungen auf ein schiefwinkliges Elementkoordinatensystem bezogen werden [7]. Die Herleitung der ANS-Formulierung basiert auf dem Prinzip von Hu-Washizu, wobei es sich um Variationsprinzip ohne Nebenbedingungen handelt [41]:

$$\begin{aligned}
 \delta \Pi_{HW}(\mathbf{u}, \boldsymbol{\varepsilon}, \boldsymbol{\sigma}) = \int_{\Omega} [(\delta \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{L}^T) \cdot \boldsymbol{\sigma} - \delta \mathbf{u}^T \cdot \bar{\mathbf{p}} - \delta \boldsymbol{\sigma}^T \cdot (\boldsymbol{\varepsilon} - \mathbf{L} \cdot \mathbf{u}) - \delta \boldsymbol{\varepsilon}^T \cdot (\boldsymbol{\sigma} - \mathbf{C} \cdot \boldsymbol{\varepsilon})] d\Omega - \\
 \int_{\partial\Omega_{\sigma}} \delta \mathbf{u}^T \cdot \bar{\mathbf{P}} d\partial\Omega - \int_{\partial\Omega_u} \delta \boldsymbol{\sigma}^T \cdot \mathbf{n} \cdot (\mathbf{u} - \hat{\mathbf{u}}) d\partial\Omega = 0
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

Die ANS-Methode basiert auf einer Modifizierung des B-Operators, der den Zusammenhang zwischen Verschiebungen und Verzerrungen angibt. Dieser ist für nichtlineare Probleme abhängig von den Verschiebungen und wird in drei Summanden unterteilt [7]:

$$\mathbf{B} = \mathbf{B}_q^{\xi} + \mathbf{B}_q^{\eta} + \mathbf{B}_x \tag{2.10}$$

$\mathbf{B}_q^{\xi}$  und  $\mathbf{B}_q^{\eta}$  enthalten hierbei die zur Berechnung der Querschubverzerrungen nötigen Anteile. Die übrigen Ausdrücke sind in  $\mathbf{B}_x$  enthalten, welches sich wie bei reinen Verschiebungselementen verhält. Die Querschubverzerrungen an den Kollokationspunkten  $K$  können mittels der Knotenverschiebungen  $d$  berechnet werden:

$$\varepsilon_{\xi\zeta}^K = \mathbf{B}_q^{\xi}(\xi_K, \eta_K) \cdot d \qquad \varepsilon_{\eta\zeta}^K = \mathbf{B}_q^{\eta}(\xi_K, \eta_K) \cdot d \tag{2.11}$$

Die diskreten Werte der Querschubverzerrungen an den  $n_K$  Kollokationspunkten werden mittels der Ansatzfunktionen  $N_K^\xi$  und  $N_K^\eta$  über das Element interpoliert [36]:

$$\hat{\varepsilon}_{\xi\xi} = \sum_{K=1}^{\eta_K} \left( N_K^\xi \mathbf{B}_q^\xi(\xi_K, \eta_K) \right) \cdot d = \hat{\mathbf{B}}_q^\xi \cdot d \quad (2.12)$$

$$\hat{\varepsilon}_{\xi\xi} = \sum_{K=1}^{\eta_K} \left( N_K^\eta \mathbf{B}_q^\eta(\xi_K, \eta_K) \right) \cdot d = \hat{\mathbf{B}}_q^\eta \cdot d \quad (2.13)$$

Da die modifizierten B-Operatoren  $\mathbf{B}_q^\xi$  und  $\mathbf{B}_q^\eta$  analytisch berechnet werden können, erfolgt im Gegensatz zur EAS-Methode nur eine geringe Steigerung des numerischen Aufwandes [36].

### 2.1.3 Die Enhanced-Assumed-Strain-Methode (EAS-Methode)

Obwohl mit 2D-Schalenelementen oft gute Ergebnisse erreicht werden, haben sie den Nachteil, dass dreidimensionale Stoffgesetze nicht angewandt werden können [36]. Bei der realitätsnahen Modellierung von mehrlagigen Klebschichtverbindungen ist die Analyse der interlaminaren Spannungen von großer Bedeutung. Da die Verwendung von klassischen dreidimensionalen Elementen eine sehr feine Diskretisierung erfordern, wird in dieser Arbeit auf Solid-Shell-Elemente zurückgegriffen, welche auch größere Verformungen darstellen können. Als eine Sonderform von Volumenelementen besitzen Solid-Shell-Elemente auch Knoten an der Schalenober- und Unterseite mit je drei translatorischen Freiheitsgraden [17]. Hiermit lässt sich der gesamte dreidimensionale Spannungszustand bei veränderlicher Dicke abbilden. Im Gegensatz zu klassischen dreidimensionalen Elementen weisen Solid-Shell-Elemente aufgrund ihrer schlanken Elementgeometrie ein richtungsabhängiges Verhalten auf.

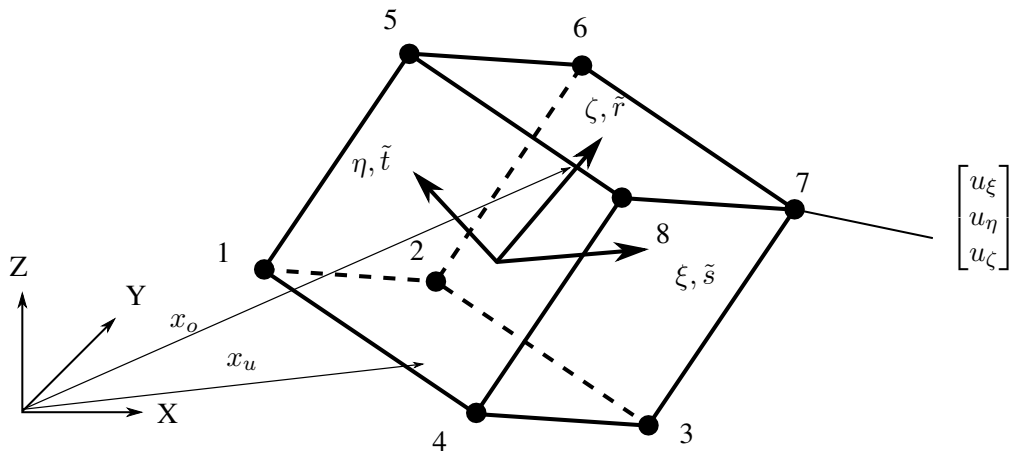


Abbildung 2.3: Freiheitsgrade eines Solid-Shell-Elements

Das hier verwendete ANSYS-Element *SOLSH190* ist ein Kontinuumsselement mit 8 Knoten, mit je 3 translatorischen Freiheitsgraden (Abb. 2.3). Zur Parametrisierung der Geometrie wird eine mittelflächenorientierte Formulierung verwendet. Die Berechnung von geschichteten Strukturen erfolgt ebenfalls auf Grundlage der Reissner-Mindlin-Schale. Zusätzlich zur ANS-Methode wird bei den Solid-Shell-Elementen die Enhanced-Assumed-Strain-Methode (EAS-Methode) angewendet [25]. Die hierbei eingeführten inkompatiblen Verzerrungsansätze gleichen die parasitären Verzerrungszustände aus und ver-

hindern somit Dickenversteifungen.

Zusätzliche Freiheitsgrade werden nicht global, sondern lediglich im Element hinzugefügt. Da diese bei dem Zusammenbau der Systemsteifigkeitsmatrix nicht berücksichtigt werden, können sie durch statische Kondensation bei der Berechnung der Elementsteifigkeitsmatrix eliminiert werden. Die Anzahl der Freiheitsgrade im Gesamtsystem erhöht sich damit nicht [7]. Wie bei der ANS-Methode erfolgt die Herleitung der Formulierung auf Grundlage von Hu-Washizu (Gl.2.9). Das Feld der verschiebungs-kompatiblen Verzerrungen  $\epsilon^u$  wird hierbei um zusätzliche inkompatible Komponenten  $\tilde{\epsilon}$  erweitert. Der Verzerrungstensor  $\epsilon$  bzw.  $\delta\epsilon$  ergibt sich damit zu:

$$\epsilon = \epsilon^u + \tilde{\epsilon} = \mathbf{L} \cdot \mathbf{u} + \tilde{\epsilon} \quad \text{und} \quad \delta\epsilon = \delta\epsilon^u + \delta\tilde{\epsilon} = \mathbf{L} \cdot \delta\mathbf{u} + \delta\tilde{\epsilon} \quad (2.14)$$

Bei der Verwendung des Prinzipes von Hu-Washizu muss die Orthogonalitätsbedingung gelten [36]:

$$\int_{\Omega} \boldsymbol{\sigma} \cdot \tilde{\epsilon} d\Omega = 0 \quad (2.15)$$

Diese besagt, dass die diskretisierten Spannungen  $\boldsymbol{\sigma}$  und die erweiterten Verzerrungen  $\tilde{\epsilon}$  keinen Beitrag zur Gesamtenergie leisten dürfen. Damit können die Spannungen eliminiert werden. Bei Verwendung der folgenden Diskretisierungen

$$\mathbf{u} = \mathbf{N} \cdot \mathbf{d}, \quad \delta\mathbf{u} = \mathbf{N} \cdot \delta\mathbf{d} \quad (2.16)$$

$$\tilde{\epsilon} = \mathbf{M} \cdot \boldsymbol{\alpha}, \quad \delta\tilde{\epsilon} = \mathbf{M} \cdot \delta\boldsymbol{\alpha} \quad (2.17)$$

und Abkürzungen

$$\mathbf{K} := \int_{\Omega} \mathbf{B}^T \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{B} d\Omega, \quad \mathbf{L} := \int_{\Omega} \mathbf{M}^T \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{M} d\Omega \quad (2.18)$$

$$\mathbf{D} := \int_{\Omega} \mathbf{M}^T \cdot \mathbf{C} \cdot \mathbf{M} d\Omega, \quad \mathbf{R} := \int_{\Omega} \mathbf{N}^T \cdot \bar{\mathbf{p}} d\Omega + \int_{\Omega} \mathbf{N}^T \cdot \bar{\mathbf{P}} d\Omega \quad (2.19)$$

ergibt sich das Gleichungssystem:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{L}^T \\ \mathbf{L} & \mathbf{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{d} \\ \boldsymbol{\alpha} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{R} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

Dabei enthält die Matrix  $\mathbf{M}$  die Testfunktionen der Verzerrungen und der Vektor  $\boldsymbol{\alpha}$  die unbekannten erweiterten Verzerrungsparameter [36]. Diese können nun durch statische Kondensation innerhalb des Elements eliminiert werden. Die Steifigkeitsmatrix ergibt sich mit  $\boldsymbol{\alpha} = -\mathbf{D}^{-1} \cdot \mathbf{L} \cdot \mathbf{d}$  zu:

$$(\mathbf{K} - \mathbf{L}^T \cdot \mathbf{D}^{-1} \cdot \mathbf{L}) = \mathbf{k}_{EAS} \quad (2.21)$$

Der Zusammenbau der Matrix erfolgt wie bei reinen Verschiebungselementen. Die Anwendung von nichtlinearen Materialgesetzen wäre somit ebenfalls nötig [7]. Der numerische Aufwand ist größer als



Tabelle 2.1: Vergleich von SHELL181 und SOLSH190

| SHELL181   | SOLSH190   |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• Klassisches 2D-Schalenelement</li> <li>• 4 Knoten mit je 6 DOF</li> <li>• Dicke bleibt bei Deformation konstant</li> <li>• Durchbiegung ist im Vergleich zur Schalendicke klein</li> <li>• Schubspannungen über die Dicke werden vernachlässigt</li> <li>• Es treten keine Normalspannungen in Dickenrichtung auf</li> <li>• Verhinderung von Locking-Effekten durch ANS-Methode</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>• 3D Solid-Shell-Kontinuumselement</li> <li>• 8 Knoten mit je 3 DOF</li> <li>• Dicke verändert sich bei Deformation</li> <li>• Größere Verformungen werden zugelassen</li> <li>• Keine Vernachlässigung der Schubspannungen</li> <li>• Kompletter dreidimensionaler Spannungszustand wird abgebildet</li> <li>• Verhinderung von Locking-Effekten durch ANS- und EAS-Methode</li> </ul> |

bei der ANS-Methode, da bei der Integration des Elementes die zusätzlichen Matrizen  $\mathbf{K}$ ,  $\mathbf{L}$  und  $\mathbf{D}^{-1}$  aufgestellt werden müssen.

Der Nachteil der EAS-Methode besteht darin, dass diese bei stark verzerrten Elementen nicht zuverlässig ist. Zudem werden Schubspannungen im Element oft als zu niedrig eingeschätzt [7].

Ein Vergleich der Elemente SHELL181 und SOLSH190 befindet sich in Tab. 2.1. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass dünnere Schalenstrukturen effizient mit klassischen 2D-Schalenelementen modelliert werden können, wobei jedoch Informationen in Dickenrichtung verloren gehen. Durch den Einsatz von Kontinuumselementen kann dies verhindert werden. Da bei linearen Schalenelementen das Locking allerdings keinen nennenswerten Einfluss hat, kann die gleiche Qualität auch durch einen geringeren Aufwand erreicht werden.

## 2.2 Modellierungsstrategie

Die Belastung einer Singlelap-Klebeverbindung führt zu Biegemomenten innerhalb der Klebschicht, welche Scher- und Schälspannungen verursachen [5] (siehe Kapitel 2.4). Wie im Abschnitt 2.1 beschrieben, werden bei der Verwendung von klassischen Schalenelementen Annahmen gemacht, durch die der dreidimensionale Spannungs- und Verzerrungszustand in einer Klebschichtverbindung nur unzureichend wiedergegeben werden kann. Für eine exakte strukturmechanische Analyse der Klebschicht wird ein alternativer Modellierungsansatz benötigt. Im Rahmen dieser Arbeit wird daher ein lokales 3D-Detailmodell mit einem globalen 2D-Gesamtmodell verknüpft. Für das globale Modell werden klassische Schalenelemente (Shell181) und für das lokale Modell Solid-Shell-Elemente (Solsh190) verwendet. Die Übertragung der Kräfte und Momente zwischen den beiden Modellen erfolgt mittels CEs (Constraint Equations). In dem Bereich des globalen Modells, der im Detail modelliert werden soll, wird ein Aus-

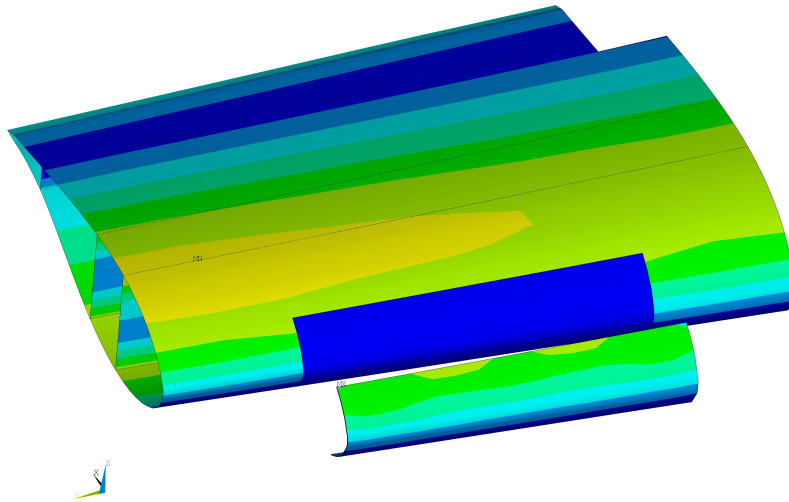


Abbildung 2.4: Beispiel eines global-lokalen Modellierungsansatzes

schnitt (Cutout) erstellt. Um zusätzliche Steifigkeiten zu vermeiden, wird hier ein sehr elastisches Material verwendet (Dummy-Material). Die Grundidee ist, beide Modelle zu kombinieren (Coupling) und nur im Bereich des Cutouts eine aufwendige 3D-Analyse durchzuführen. Dies ermöglicht ein einfaches Austauschen zwischen den Modellen ohne die Notwendigkeit einer Neuvernetzung des Modells. Durch das Koppeln beider Modelle kann zudem die Strukturanalyse des Detailmodells im globalen Zusammenhang betrachtet werden [42].

Zur Veranschaulichung dieses Ansatzes dient Abbildung 2.4. Dargestellt sind die von-Mises-Spannungen, wobei die CEs hier nicht markiert sind. Auf die Analyse der auftretenden Spannungen wird im Kapitel 5 eingegangen.

Ein Finites-Element-Modell kann in der statischen Analyse eines mechanischen Problems mit der Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$ , dem Verschiebungsvektor  $\mathbf{u}$  und einem Lastvektor  $\mathbf{F}$  beschrieben werden [38]

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (2.22)$$

Bei dem gewählten Modellansatz wird das Gesamtmodell in zwei Modelle aufgeteilt. Weist man dem lokalen und dem globalen Modell jeweils die Indices  $pp$  und  $cc$  zu, ergibt sich die folgende Steifigkeitsmatrix für das Gesamtmodell:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{pp} & \mathbf{K}_{pc} \\ \mathbf{K}_{cp} & \mathbf{K}_{cc} \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

Hierbei steht  $\mathbf{K}_{pp}$  für die Elemente außerhalb und  $\mathbf{K}_{pc}$  für die Elemente innerhalb des Bereiches  $cc$ .  $\mathbf{K}_{cp}$  und  $\mathbf{K}_{pc}$  repräsentieren damit die Verbindungsterme zwischen den beiden Regionen. Abbildung 2.5 verdeutlicht das Zusammenwirken beider Modelle. Das lokale Modell, welches durch den blauen Bereich dargestellt wird, soll von dem restlichen globalen Modell separiert werden. Die roten Knoten geben hierbei die Verbindungspunkte zwischen den Regionen an. Durch das Hinzufügen der neuen Terme in  $\mathbf{K}_{cc}$  müssen die ursprünglichen Einträge angepasst werden, um das globale Verhalten nicht negativ zu beeinflussen [42]. Wie schon beschrieben, wird hier den ursprünglichen Elementen ein elastischeres

Material zugewiesen. Das Löschen dieser Elemente wäre prinzipiell ebenfalls möglich, wird aus Gründen der Programmstruktur aber nicht durchgeführt (siehe Abschnitt 4.2.2).

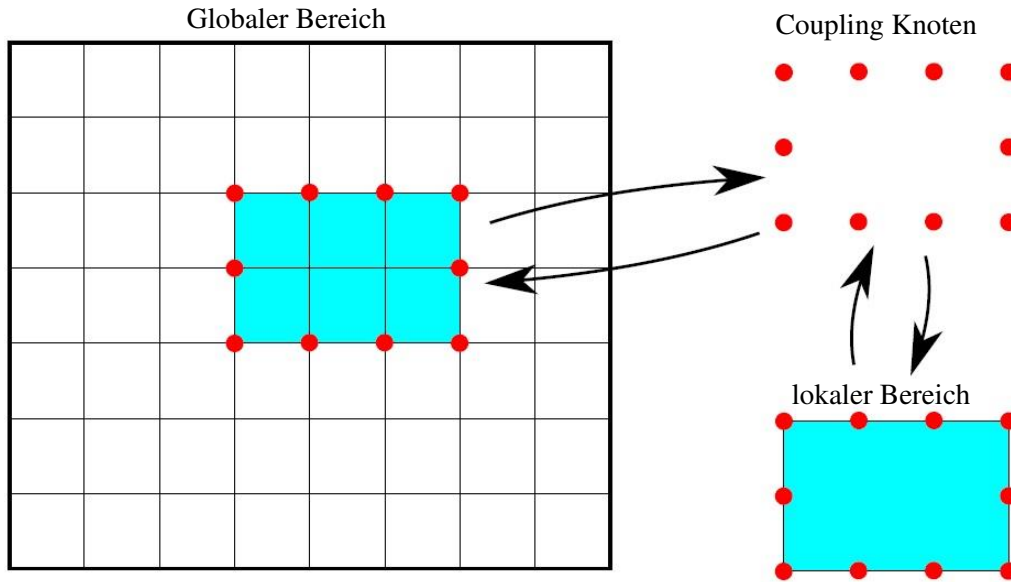


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung des lokalen-globalen Modellansatzes [42]

Ähnliche Strategien werden bereits bei der Verwendung von Superelementen mit statischer und dynamischer Reduzierung benutzt [16]. Die Bildung des Cutouts und das Coupling der Modelle sollen im Rahmen dieser Arbeit automatisiert werden. Dazu gehören die folgenden Schritte:

- Definition eines Cutouts innerhalb des globalen Modells
- Auswählen und Kopieren der äußeren Knoten
- Definition und Zuweisung eines Dummy-Materials für den Cutout-Bereich
- Erstellung eines lokalen Detailmodells

Der *Transformationsbereich* bezeichnet den Randbereich des lokalen Modells. Hier findet die Umwandlung zwischen der Verschiebungs-Rotations-Formulierung der Schalenelemente und der reinen Verschiebungs-Formulierung der 3D-Solid-Elemente statt [39]. Da zudem eine unterschiedliche Diskretisierung in den beiden Modellen verwendet wird, ist eine Kopplungs-Strategie zur stufenweisen Anpassung der Elemente nötig. Das Coupling von beiden genannten Parametern ist in Abbildung 2.6 veranschaulicht. Die gestrichelten Linien repräsentieren die Elementgrenzen und die durchgezogenen Linien stehen für die Kanten der Geometrien. Der lokale Bereich ist mit dem globalen über die Knoten *A* und *B* miteinander verbunden. Die umgewandelten Formulierungen der Verschiebungen ergeben sich mit der Schalendicke  $h$  zu:

$$u_{\xi}(\zeta) = u_{\xi} \cdot \frac{\tilde{h}}{2} + \varphi_y(\zeta) \quad (2.24)$$

$$u_{\eta}(\zeta) = u_{\xi} \cdot \frac{\tilde{h}}{2} + \varphi_x(\zeta) \quad (2.25)$$

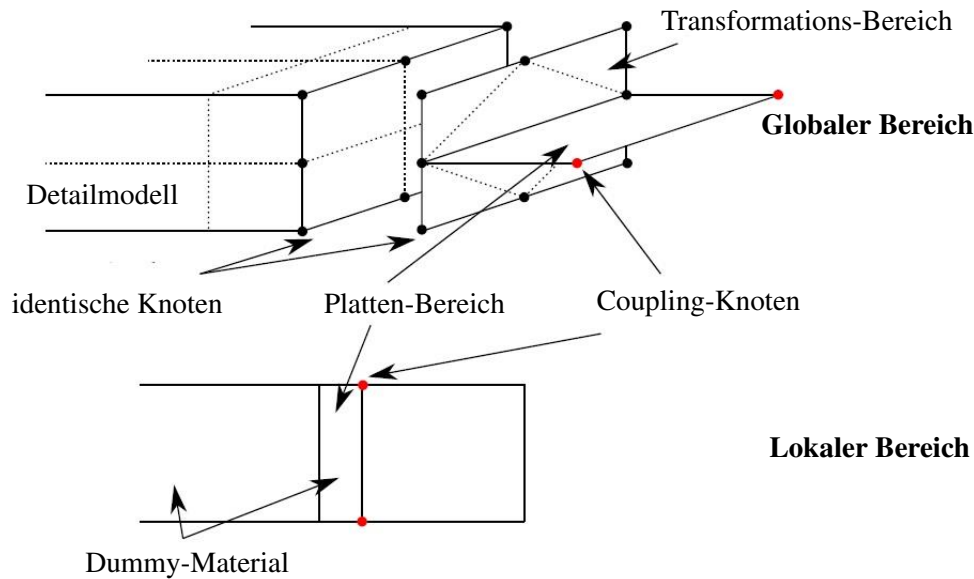


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung des Transformationsbereiches [42]

Die FE-Netze der Modelle werden ebenfalls aneinander angepasst. Das führt zu verzerrten Elementen in dem Transformationsbereich mit erhöhter Steifigkeit. Dadurch kann jedoch die Transformation von Rotationen in Verschiebungen verbessert werden [42]. Die verwendeten Dreiecks-Elemente führen zu einer steiferen Struktur, wobei der Fehler in den Untersuchungen dieser Arbeit vernachlässigbar bleibt, da der Transformationsbereich hier nur eine sehr geringe Länge aufweist. Das Coupling der Modelle erfolgt mit CEs. Diese Gleichungen setzen alle Verschiebungen und Rotationen in den korrespondierenden Knoten gleich [1].

## 2.3 Testen von Windrotorblättern

Die Rotorblätter einer WEA sind mit dem Blattverstellmechanismus und der Nabe ein Teil des Rotors, der alle rotierenden Bauteile außerhalb des Maschinenhauses umfasst [18]. In den konstruktiven Ansprüchen weisen Rotorblätter eine hohe Ähnlichkeit zu den Tragflächen von Flugzeugen auf. Sie sind stark unterschiedlichen Lasten ausgesetzt und werden schon durch die Biegemomente aus dem Eigengewicht stark belastet [18]. Das Hinzukommen von Witterungseinflüssen und der Wechselbelastungen des Windes führt zu problematischen Dauerfestigkeiten.

Um sicherzustellen, dass ein Rotorblatt nach der Fertigung die nötige Festigkeit aufweist, ist es unumgänglich Großversuche (*full scale Tests*) durchzuführen. Hierbei wird, nach einer Richtlinie von DNV, vor allem die Biegefestigkeit untersucht [12]. Ferner wird das Verhalten bei verschiedenen Eigenfrequenzen, Temperaturen und statischen Lasten, sowie für die Dauerfestigkeit überprüft. Der Versuch sollte dabei möglichst viele Flächen und Teile des Blattes mit einschließen. Das Testen unter statischen Lastfällen ist in Abbildung 2.7 skizziert. Das Rotorblatt wird dabei mit verschiedenen Lastklammern bestückt, die anschließend mit einem elastischen Draht in vertikaler oder horizontaler Richtung gezogen werden [12].

Der Vorteil von Großversuchen im Gegensatz zu numerischen Simulationen ist, dass sie den wahren

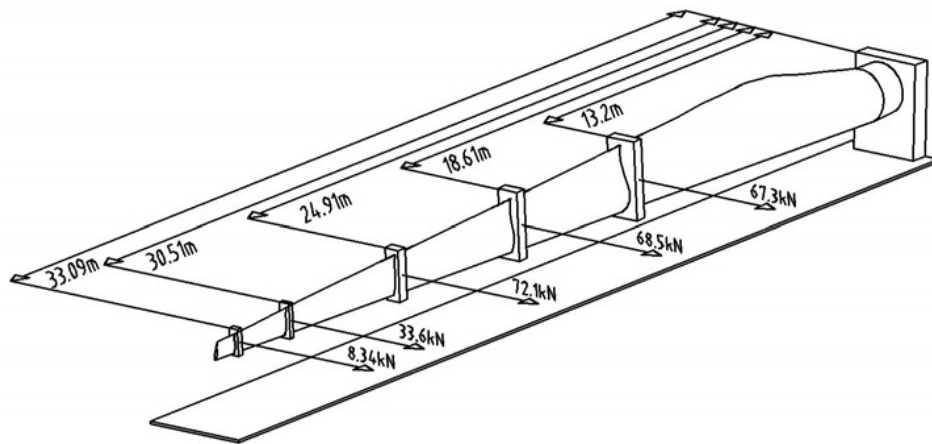


Abbildung 2.7: Skizze eines 34m Windrotorblattes der Firma SSP mit einer kritischen Belastung in Richtung *flapwise* [22]

Zustand des Rotorblattes, einschließlich Produktionsdefekte und maximaler Belastbarkeit, wiedergeben [22]. Die Resultate können jedoch nur auf die getesteten Lastfälle bezogen werden. Dies sind bei den meisten Herstellern die Belastungsrichtungen *edgewise* und *flapwise* [12]. Eine Berücksichtigung von kombinierten Lastfällen, wie sie typisch im realen Einsatz sind (Abb. 2.8), findet zur Zeit nicht standardmäßig statt [22]. Diese könnten wiederum mit numerischen Verfahren simuliert werden.

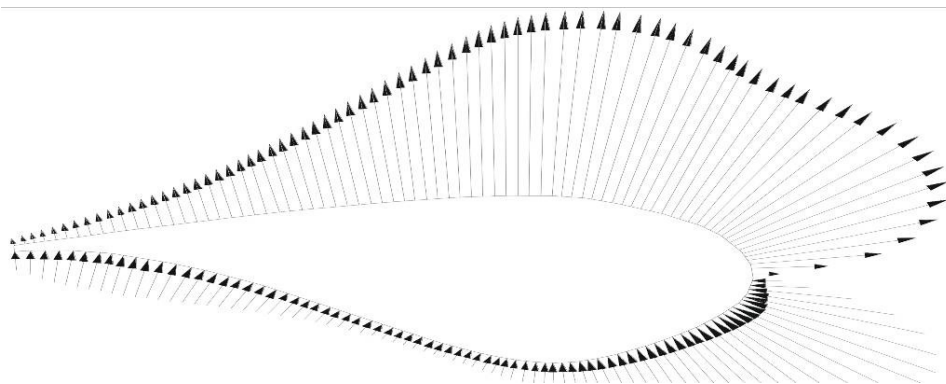


Abbildung 2.8: Aerodynamische Belastung eines Windrotorblattes führt im Zusammenhang mit Eigengewichtskräften zu einem kombinierten Belastungsfall [22]

Windrotorblätter bestehen aus wenigen, geschlossen hergestellten Teilen aus Verbundwerkstoff. Bei modernen Leichtbau-Rotorblättern werden Klebeverbindungen zum Fügen der einzelnen Teile eingesetzt. Hierbei wird zwischen *structural* und *non structural* Klebungen unterschieden, wobei erstere Kräfte übertragen können und letztere die aerodynamische Schale mit der Struktur des Rotorblattes verbinden (Abb. 2.9).

Klebschichtverbindungen werden nach aktuellem Stand größtenteils als einzelne Abschnitte getestet, was keine Erkenntnisse über den Einfluss auf das Gesamtstrukturverhalten liefert [35]. Großversuche sind kostenintensiv und liefern nur Aussagen über die aktuell getestete Klebschichtgeometrie. Durch den Einsatz einer geeigneten numerischen Simulation, wären so umfassende Parameterstudien möglich.

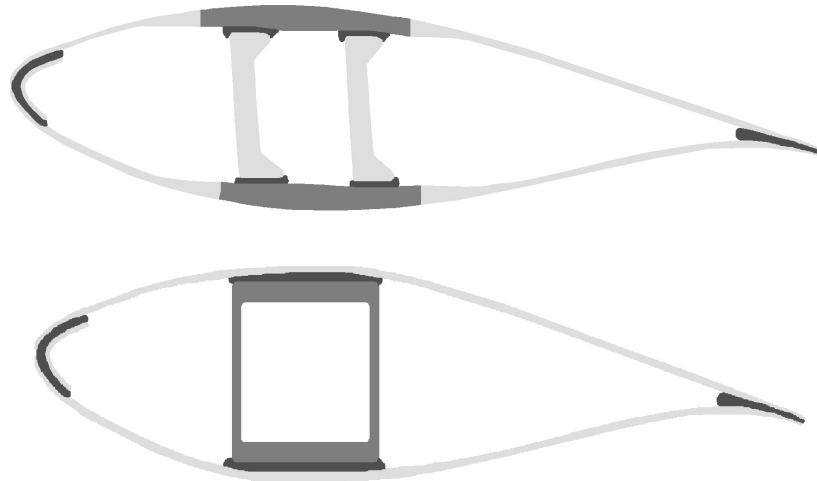


Abbildung 2.9: Beispiel von *structural* (oben) und *non structural* Klebungen (unten) [34]

Tabelle 2.2: Wichtige Einflussgrößen von Klebeverbindungen [24]

| Fügeteile             | Klebschicht           |
|-----------------------|-----------------------|
| Beanspruchungsart     | Überlappungslänge     |
| Dicke des Fügeteils   | Dicke der Klebschicht |
| Länge des Fügeteils   | Klebstoffart          |
| E-Modul               | Schubmodul            |
| Materialeigenschaften | Oberflächenbehandlung |
| Umwelteinflüsse       | Umwelteinflüsse       |

## 2.4 Gestaltung von Klebeverbindungen

Die Qualität einer Klebeverbindung ist signifikant von ihrer Gestaltung abhängig. Die Gestaltung legt die Herstellung der Verbindung sowie die entstehenden Spannungen fest. Es existiert eine Vielzahl von verschiedenen Klebeverbindungstypen. Die Festigkeit eines bestimmten Verbindungstypen hängt wesentlich von der Belastung und der daraus resultierenden Spannungsverteilung ab. Diese wiederum ist von der Verbindungs-Geometrie und den mechanischen Eigenschaften der einzelnen Komponenten abhängig [31]. In Tab. 2.2 sind die wichtigsten Einflussgrößen einer Klebeverbindung von Fügeteil und Klebschicht aufgelistet.

### 2.4.1 Beanspruchungen von Klebeverbindungen

Die Art der Belastung welche auf die Klebeverbindung aufgebracht wird ist von entscheidender Bedeutung für die Festigkeit der Verbindung. Unterschiedliche Belastungsrichtungen führen zu verschiedenen Spannungen innerhalb der Klebschicht. Die häufigsten Belastungsfälle sind in 2.10 dargestellt.

Klebeverbindungen haben im Allgemeinen einen hohen Widerstand gegen Schub- und Zugbeanspruchungen, sind aber anfällig gegen Schäl- und Spaltbeanspruchungen. Eine Schälbeanspruchung tritt auf, wenn ein elastisches Fügeteil von dem anderen Fügeteil heruntergezogen wird. Dies führt zur Bildung von Randspannungsspitzen. Wenn die Klebeverbindung an einem Ende geöffnet wird, spricht man von einer Spaltbeanspruchung. Auch hier kommt es zu Spannungskonzentrationen an den Rändern. Die Span-

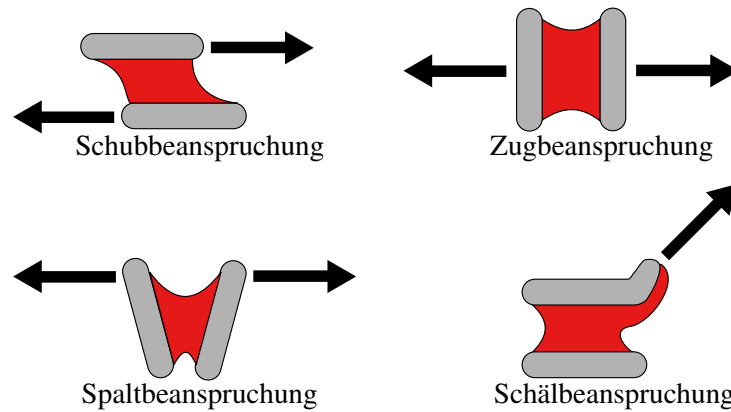


Abbildung 2.10: Beanspruchungsarten von Klebeverbindungen

nungsverteilung für diese beiden problematischen Beanspruchungsfälle sind in Abb. 2.11 abgebildet.

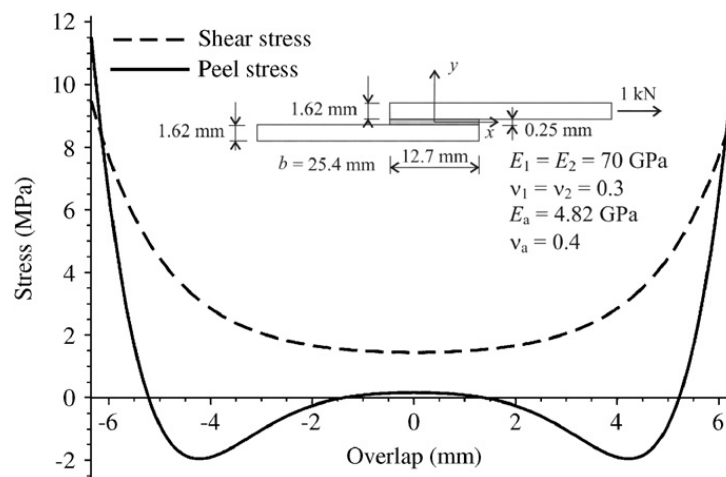


Abbildung 2.11: Goland und Reissners Spannungsverteilung unter Schub- und Schälbeanspruchung für Fügeiteile aus Aluminium und Kleber aus Epoxidharz

Bei einer reinen Zugbeanspruchung verteilt sich die Spannung gleichmäßig über die Länge der Klebschicht. In der Realität tritt kaum ein reiner Beanspruchungsfall auf, sondern es kommt zu einer Kombination von mehreren Beanspruchungsarten.

## 2.4.2 Formen von Klebeverbindungen

Die verschiedenen Typen der Klebeverbindungen unterscheiden sich maßgeblich in der Anzahl und der Anordnung der Fügeiteile und Klebschichten. In der praktischen Anwendung existieren zahlreiche unterschiedliche Typen von Klebschichtverbindungen. Die am häufigsten auftretenden Verbindungsarten sind in Abb. 2.12 aufgeführt. Die Art der Klebeverbindung hat einen wesentlichen Einfluss auf die Spannungsverteilung innerhalb der Klebschicht. Hierbei ist eine möglichst gleichmäßige Verteilung mit niedrigen Spannungskonzentrationen anzustreben. Dies ist gerade bei Schäl- und Spaltbeanspruchungen problematisch. Da sich diese Beanspruchungen in der Praxis aber nicht vermeiden lassen, werden häufig Verbindungstypen eingesetzt, welche durch Verstärkungen oder Änderung der Klebschichtlage diesen Beanspruchungen zu einem gewissen Grad entgegenwirken. Die am meisten verwendete und analysierte

Verbindungsart ist die Single-Lap-Verbindung, aufgrund der geringen Komplexität und einfachen Fertigung. Im Rahmen dieser Arbeit wird, falls nicht anders erwähnt, von dieser Verbindungsart ausgegangen.

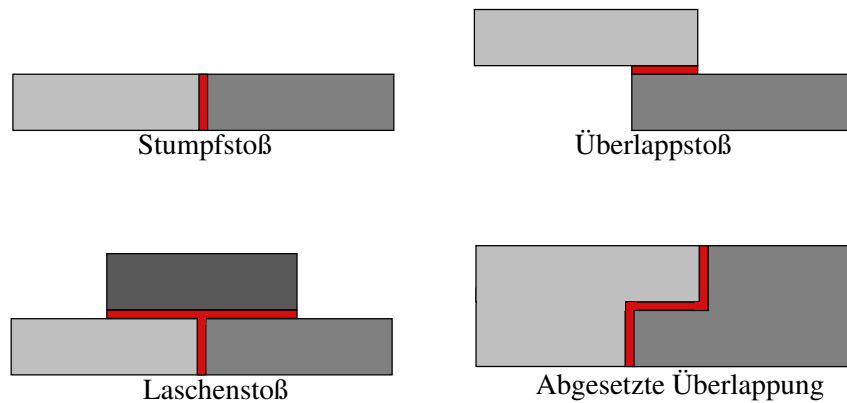


Abbildung 2.12: Grundlegende Formen von Klebeverbindungen

Neben der Art der Klebeverbindung hat die genaue Geometrie der Klebschicht einen großen Einfluss auf die Festigkeit der Verbindung. Bei einer Single-Lap-Verbindungen nimmt die Festigkeit proportional Klebschichtbreite zu. Die Erhöhung der Überlappungslänge führt hingegen zu einem asymptotischen Verhalten der Verbindungsfestigkeit [31]. Die Dicke der Klebschicht hat im Gegensatz zu den anderen beiden Geometrieparametern einen negativen Einfluss [10], da die Wahrscheinlichkeit von Imperfektionen mit wachsender Klebschichtdicke steigt. Eine zu dünne Klebschicht führt allerdings aufgrund mangelnder Adhäsion ebenfalls zu verfrühten Versagen.



## 3 Verifizierung des Simulationsverfahrens

### 3.1 Erstellung des Tube-Beispielmodells

Zur Überprüfung der Modellierungsstrategie wird ein vereinfachtes Balken-Modell verwendet, welches eine analytische Lösung besitzt. Durch den Vergleich der numerischen und analytischen Lösungen kann eine grundlegende Aussage über die Genauigkeit der Modellierung getätigt werden.

#### 3.1.1 Analytische Lösung

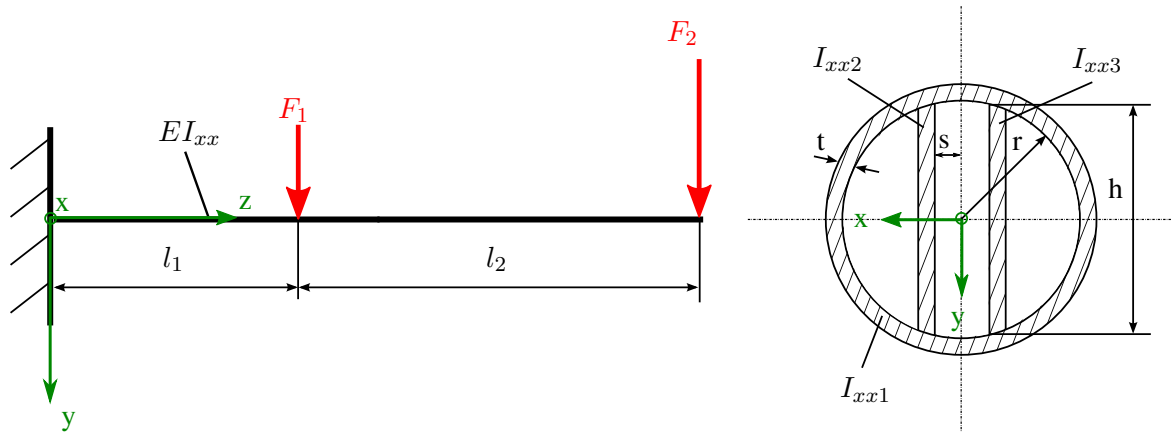


Abbildung 3.1: Einseitig eingespannter Balken

Als Vergleichsmodell dient ein einseitig eingespannter Balken, der mit den Einzelkräften  $F_1$  und  $F_2$  belastet wird (Abbildung 3.1). Die Längen  $l_1$ ,  $l_2$  und die Kräfte  $F_1$ ,  $F_2$  sind jeweils voneinander unabhängig. Dadurch können auch unsymmetrische Lastfälle berücksichtigt werden. Das Profil des Balkens ist kreisröhrförmig und enthält zwei Holme mit dem Abstand  $s$  vom Kreismittelpunkt. Für diese wird ein Rechteckquerschnitt mit der Breite  $t$  und der Höhe  $h = 2\sqrt{r^2 - s^2}$  angenommen. Das Flächenträgheitsmoment für die Biegung um die  $x$ -Achse  $I_{xx}$  ergibt sich aus den Trägheitsmomenten der Teilquerschnitte nach dem Satz von STEINER (Gleichung 3.1), wobei  $y_{0i}$  den Abstand der einzelnen Schwerpunkte zum Gesamtschwerpunkt des Querschnitts in  $y$ -Richtung angibt. Da das Gesamtprofil symmetrisch zur  $y$ -Achse ist, entfällt der Steinersche Anteil [13].

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^n (I_{xxi} + y_{0i}^2 A_i) \quad (3.1)$$

$$I_{xx} = I_{xx1} + I_{xx2} + I_{xx3} \quad (3.2)$$

$$I_{xx1} = \frac{A_1}{4} ((r+t)^2 + r^2) = \frac{\pi}{4} ((r+t)^2 - r^2) ((r+t)^2 + r^2) \quad (3.3)$$

$$I_{xx2} = I_{xx3} = \frac{1}{12} t \left( \underbrace{2 \cdot \sqrt{r^2 - s^2}}_h \right)^3 \quad (3.4)$$

$$I_{xx} = \frac{\pi}{4} ((r+t)^2 - r^2) ((r+t)^2 + r^2) + 2 \cdot \frac{2}{3} t \left( \sqrt{r^2 - s^2} \right)^3 \quad (3.5)$$

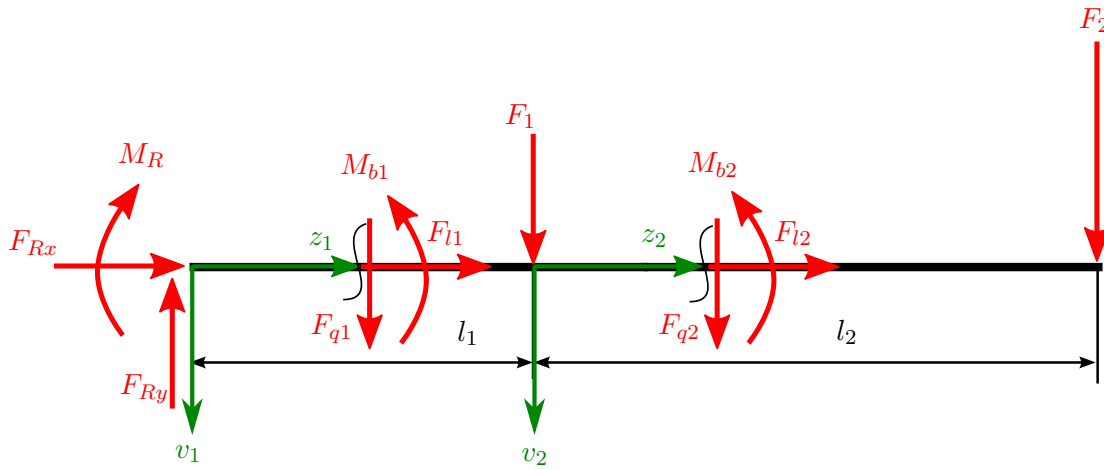


Abbildung 3.2: Schnitt- und Reaktionskräfte am freigeschnittenen Balken

Abbildung 3.2 zeigt die auftretenden Kräfte und Momente für jeweils einen Schnitt zu beiden Seiten des Angriffspunktes von  $F_1$ . Die Schnittmomente in den jeweiligen Bereichen ergeben sich aus den Gleichgewichtsbedingungen zu:

$$M_{b1}(z_1) = (F_1 + F_2)z_1 - (F_1 + F_2)l_1 - F_2l_2 \quad (3.6)$$

$$M_{b2}(z_2) = F_2z_2 - F_2l_2 \quad (3.7)$$

Da es sich um einen schlanken elastischen Balken handelt, kann man die Balkentheorie nach BERNOLLI-EULER (Formel 3.8) anwenden. Folgende Annahmen werden dadurch getroffen [32]:

- Kleine Verformungen
- Die Balkenlänge ist wesentlich größer als die Querschnittsabmessungen
- Ebene Querschnitte bleiben bei Deformation eben
- Normal zur Mittellinie orientierte Querschnitte bleiben bei Deformation normal zur Mittellinie

Damit gilt für die Biegelinie des schubstarren Balkens folgender Zusammenhang:

$$EI_{xx} \cdot v_i''(z_i) = -M_{bi}(z_i) \quad (3.8)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen 3.6 und 3.7 in Gl. 3.8 ergibt sich die Gleichung der Biegelinie, wobei die Integrationskonstanten durch die gleiche Anzahl von Rand- und Übergangsbedingungen (Gleichung 3.9) für die gegebenen Balkenmodellbedingungen bestimmt werden müssen.

$$v_1(z_1 = 0) = 0 \quad v_1'(z_1 = 0) = 0 \quad v_1(z_1 = l_1) = v_2(z_2 = 0) \quad v_1'(z_1 = l_1) = v_2'(z_2 = 0) \quad (3.9)$$

Die analytische Lösung für die Verschiebung in y-Richtung lautet somit:

$$v_1(z_1) = \frac{1}{6EI_{xx}} [3z_1^2(F_1l_1 + F_2(l_1 + l_2)) - z_1^3(F_1 + F_2)] \quad (3.10)$$

$$v_2(z_2) = \frac{1}{6EI_{xx}} \left[ F_1l_1^3 \left( 2 + 3 \left( \frac{z_2}{l_1} \right) \right) + F_2 \left( 3l_1^2 \left( \frac{2}{3}l_1 + l_2 \right) + 6l_1 \left( \frac{1}{2}l_1 + l_2 \right) z_2 + 3l_2z_2^2 - z_2^3 \right) \right] \quad (3.11)$$

Die Normalspannung ergibt sich bei einem einachsigen Spannungszustand aus dem Biegemoment zu:

$$\sigma_{zz}(z, y) = \frac{M_b(z)}{I_{xx}} \cdot y \quad (3.12)$$

### 3.1.2 Numerische Lösung

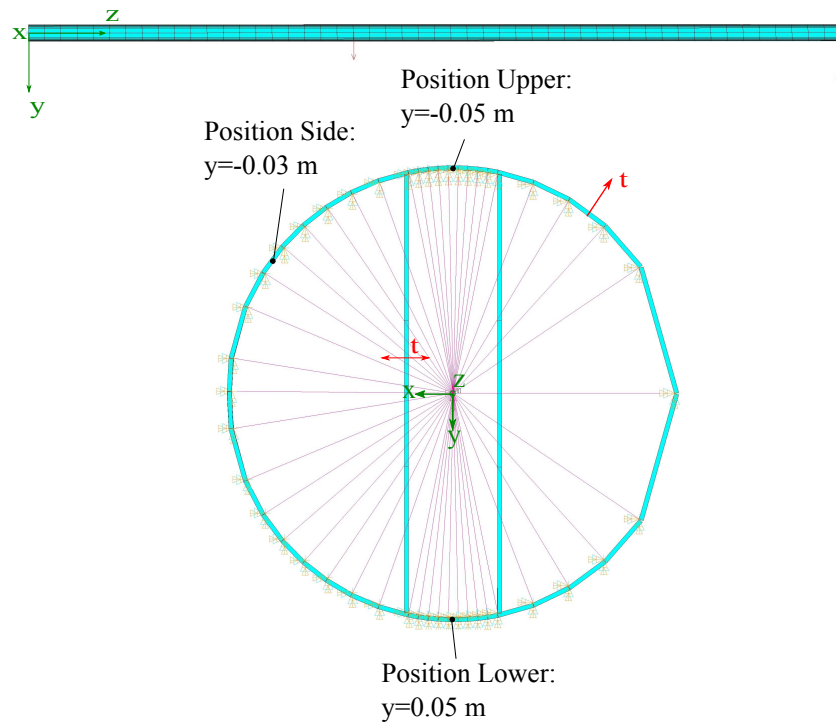


Abbildung 3.3: Seiten- und Draufsicht des Schalenmodells in ANSYS

Das Balkenmodell für die Bestimmung der numerischen Lösung wird mittels des parametrischen Modellgenerators erstellt und anschließend in ANSYS gelöst (Abbildung 3.3). Sowohl für die Holme als auch für das Kreisrohr werden vollständig integrierte lineare Schalenelemente mit der Bezeichnung SHELL181 verwendet. Die Aufdickung erfolgt in der markierten Richtung. Die Geometrie und die Materialeigenschaften des Balkens wurde, entsprechend Abbildung 3.1 angepasst. Bei der Generierung des Modells erfolgte die Diskretisierung der Elemente in Querrichtung nicht einheitlich, was zu einem nicht gänzlich symmetrischen Querschnitt führte. Als Randbedingung ist die Sperrung aller translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade der Knoten des Kreisquerschnittes bei  $z = 0$  vorgegeben. Die Last wird über *Dynamic Aircraft Model Points* (DAM-Points) aufgebracht, welche mit Hilfe von Koppellementen (Ansys-RBE3) mit der Struktur verbunden sind. Dies ermöglicht eine gleichförmige Verteilung der Last auf den Umfang des Profils.

### 3.1.3 Vergleich

Die Lösung beider Modelle erfolgt mit den Parametern aus Tabelle 3.1. Hierbei wurden die genauen Werte willkürlich festgelegt, da nur der Vergleich der Resultate entscheidend ist. Es wurden daher ganzzahlige Zahlen und Verhältnisse bevorzugt. Die Materialkennwerte orientieren sich dabei an einer Aluminiumlegierung. Das angegebene Flächenträgheitsmoment bezieht sich auf die numerische Lösung. Abbildung 3.4 zeigt eine absolute und relative Gegenüberstellung der analytisch und numerisch ermittelten Verschiebungen in y-Richtung. In dem ANSYS-Modell werden hierfür die Verschiebungen der Krafteinleitungspunkte entlang der z-Achse betrachtet. Der Fehler ist als prozentuale Abweichung der numerischen Lösung im Bezug zur analytischen Lösung angegeben. Hierbei ist eine große Überein-

Tabelle 3.1: Eingangsparameter zur Lösung des Tube-Beispielmodells

|                |   |
|----------------|---|
| • $l_1 = 20m$  | • $t = 0.01m$                             |
| • $l_2 = 30m$  | • $s = 0.01m$                             |
| • $F_1 = 5kN$  | • $r = 0.5m$                              |
| • $F_2 = 10kN$ | • $E = 7.376 \cdot 10^{10} \frac{N}{m^2}$ |
| • $\nu = 0.3$  | • $I_{xx} = 0.0056m^4$                    |

stimmung beider Lösungen zu erkennen, wobei die FE-Lösung erwartungsgemäß eine höhere Steifigkeit aufweist. Dies ist auf Locking-Effekte zurückzuführen, welche bei voll integrierten Elementen mit linearen Ansätzen auftreten [7]. Da die Biegeverformungen durch den linearen Ansatz nicht realitätsgetreu abgebildet werden können, entstehen künstliche Schubspannungen in den Integrationspunkten (Gauß-Punkte), welche die Steifigkeit des Systems erhöhen.

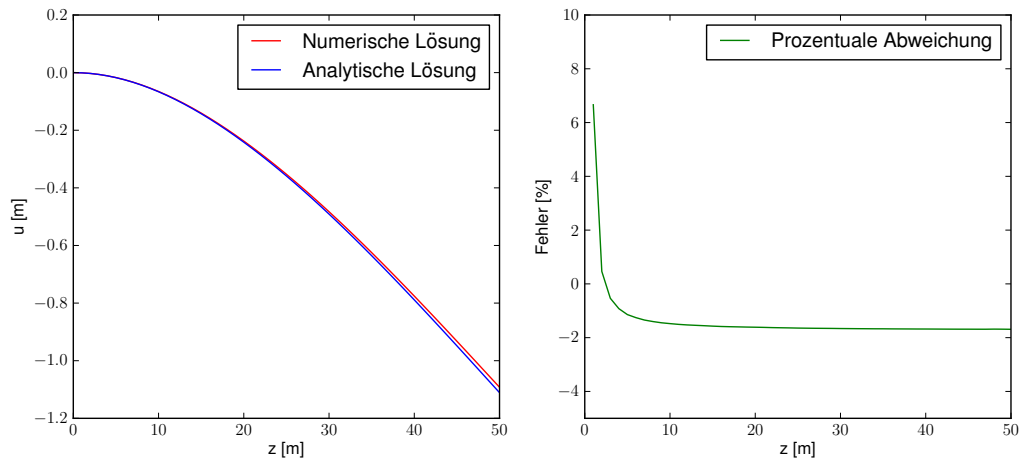


Abbildung 3.4: Verschiebung und prozentualer Fehler der analytischen und numerischen Lösung

Lediglich in unmittelbarer Nähe der Einspannung überschreitet die relative Abweichung 2%. Durch die Sperrung sämtlicher Freiheitsgrade an den Rändern wird eine sonst auftretende Schubverformung unterdrückt, was zu leicht verzerrten Verschiebungen in Nähe der Einspannung führt. Eine maximale relative Abweichung von 2% außerhalb des Randgebietes wird für die folgenden Analysen als hinreichend genau erachtet.

Die Biegenormalspannungen beider Lösungen sind in Abbildung 3.5 gegenübergestellt. Dargestellt sind drei Spannungsverläufe über die Balkenlänge für die in Abbildung 3.3 dargestellten Höhen  $y$ . Die Positionen *Upper* und *Lower* befinden sich jeweils oben und unten auf der Symmetrieachse des Modells. Die untere Position dient hierbei als Vergleich, da sich die Lösung nur im Vorzeichen von der oberen

Position unterscheiden müsste.

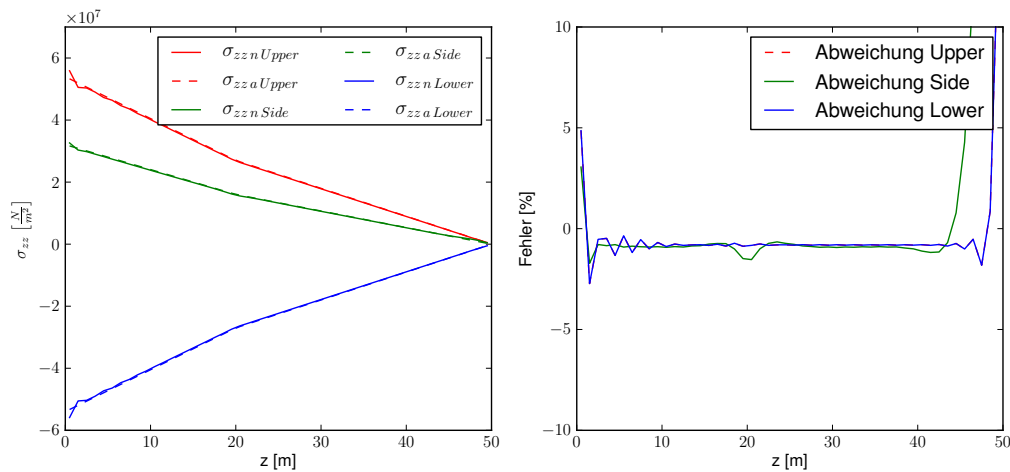


Abbildung 3.5: Biegenormalspannung und prozentualer Fehler der analytischen und numerischen Lösung

Um auch einen unsymmetrischen Spannungszustand darzustellen wurde die Position *Side* gewählt. Alle drei Positionen befinden sich jeweils in der Mitte des Kreisrohrs. Die analytische Lösung wurde mit Gl. (3.12) ermittelt. Im FE-Modell wurde die Elementspannung in der mittleren Höhe der Shells betrachtet. Die Graphen zeigen eine gute Übereinstimmung der analytischen und numerischen Lösungen. Gut zu erkennen ist der Spannungseinbruch beim ersten Krafteinleitungspunkt. Die an den Rändern auftretenden Spannungssingularitäten führen zu hohen Abweichungen in den Randbereichen. Davon abgesehen weichen die numerischen Lösungen nie mehr als 2% von den analytischen Lösungen ab. Bei allen drei Positionen sind die numerisch ermittelten Spannungen vom Betrag kleiner als die analytischen, da die zuvor erwähnte erhöhte Steifigkeit der numerischen Lösung nach Gl. (3.12) eine verringerte Normalspannung nach sich zieht. Auch kann in dem FE-Modell die Kreisform des Querschnitts nur angenähert werden, was in Gl. (3.12) zu einem im Betrag höherem  $y$  in der analytischen Lösung führt.

Die Fehler-Graphen der oberen und unteren Position sind aufgrund der Symmetrie identisch. Der numerische Spannungsverlauf *Side* weicht in Nähe der Krafteinleitungspunkte deutlich von der analytischen Lösung ab. In dem FE-Modell treten durch die unsymmetrische Belastung an diesen Punkten verstärkt Scher- und Umfangsspannungen auf. Die in Abbildung 3.3 zu erkennende ungleichmäßige Verteilung des Netzes verstärkt diesen Effekt.

In Abbildung 3.6 werden die Vergleichsspannungen mit den Normalspannungen der FE-Lösung verglichen. Da bereits gezeigt wurde, dass sich die Positionen *Upper* und *Lower* nur im Vorzeichen voneinander unterscheiden und Vergleichsspannungen immer positiv sind, wird hier der untere Spannungsverlauf nicht mehr dargestellt. In dem analytischen Modell entspricht die Normalspannung aufgrund des einachsigen Spannungszustandes der Vergleichsspannung [14]. Die Fehlergraphen zeigen folglich, an welchen Stellen die numerische Lösung von dem einachsigen Spannungszustand abweicht. Bei Vernachlässigung der Randgebiete ergibt sich erwartungsgemäß bei beiden Positionen eine sehr kleine Abweichung von

maximal 1%. Aber auch hier ist die größere Abweichung der seitlichen Position an den Krafteinleitungspunkten wieder deutlich zu erkennen.

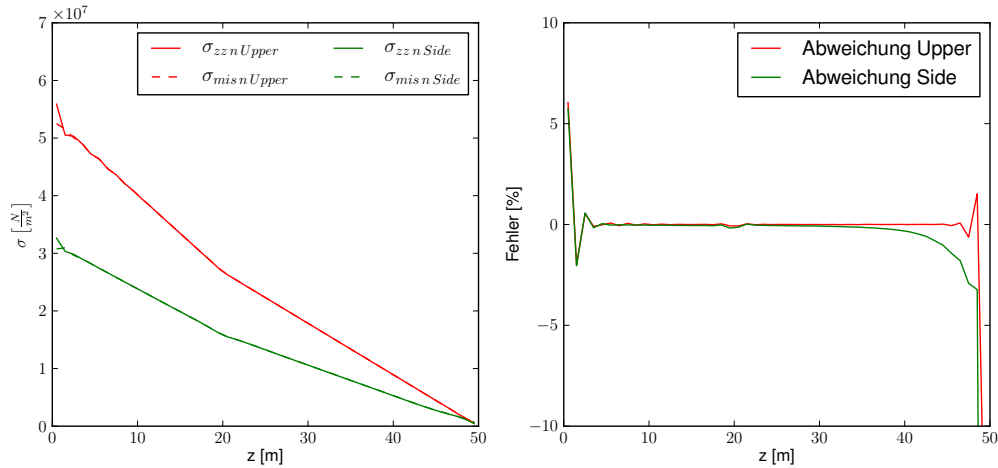


Abbildung 3.6: Vergleich von  $\sigma_{mis}$  und  $\sigma_{zz}$  der numerischen Lösung

Abbildung 3.7 zeigt die Spannungen in x- und y-Richtung sowie die Schubspannungen. In der analytischen Lösung sind diese Spannungen aufgrund der Annahmen des BERNOLLI-Balkens Null. In dem FE-Modell sind diese Spannungen im Gegensatz zu der dominierenden Biegenormalspannung sehr klein. In der Darstellung wurde deshalb ein deutlich kleinerer Spannungsbereich gewählt. Die im Side-Spannungsverlauf auftretenden Schubspannungen sind gut zu erkennen.

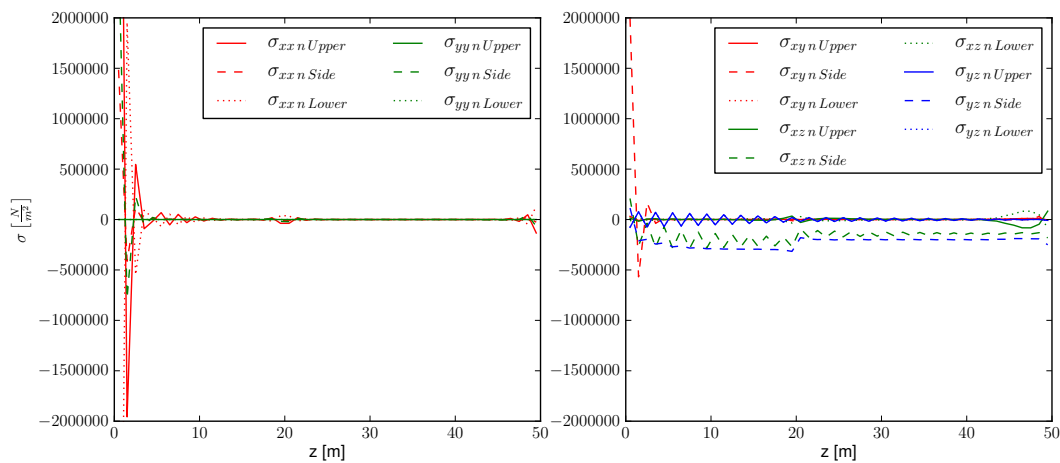


Abbildung 3.7:  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{xz}$  und  $\sigma_{yz}$  der analytischen und numerischen Lösung

Der Vergleich der Verschiebungen und Spannungen hat eine sehr gute Übereinstimmung beider Modelle ergeben. Die auftretenden Abweichungen sind nachvollziehbar und innerhalb tolerierbarer Grenzen. Für die folgenden Analysen kann die numerische Lösung also als Referenzlösung herangezogen werden.

### 3.2 Verifizierung der Coupling-Methode

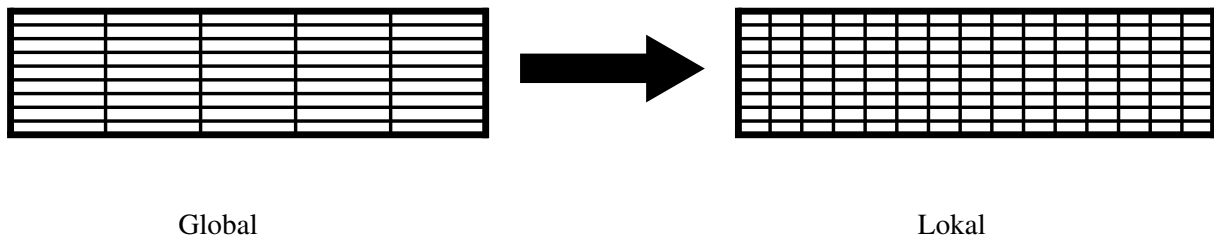


Abbildung 3.8: Verteilung der Shell- bzw. SolidShell-Elemente bei einem Split-Verhältnis von 3:1 (Global:Lokal) bei der Cutout-Geometrie *Klein*

Die in Kapitel 2.2 beschriebene Methode soll nun anhand des Tube-Beispielmodells verifiziert werden. Hierbei werden Verschiebungs- und Spannungsverlauf bei verschiedenen Cutout-Geometrien überprüft. Danach soll eine Aussage über die weitere Verwendbarkeit und Grenzen dieser Methode getroffen werden. Es wird das Simulationsmodell aus Abschnitt 3.1 mit den gleichen Belastungen verwendet. Für die Erstellung des Cutouts wird für einen ausgewählten Bereich den Elementen ein E-Modul von  $E_{Du} = 7376 \frac{N}{m^2}$  zugewiesen. Dieser Bereich wird anschließend durch das lokale Modell ersetzt. Es wird ein Splitverhältnis global-lokal von 3:1 (siehe Abb. 3.8) und ein Coupling-Offset von 0.003 verwendet.

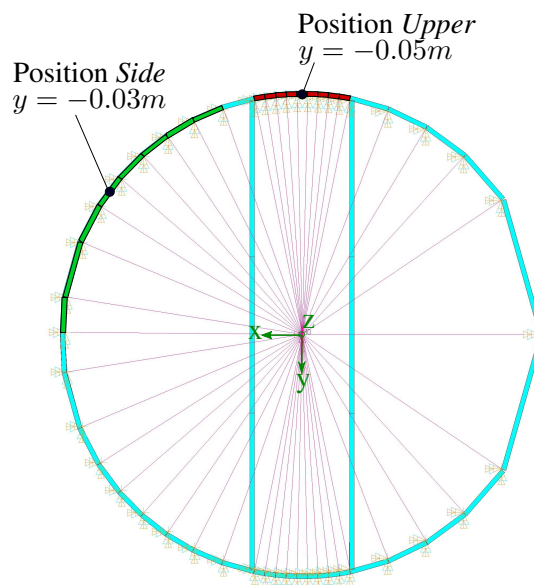
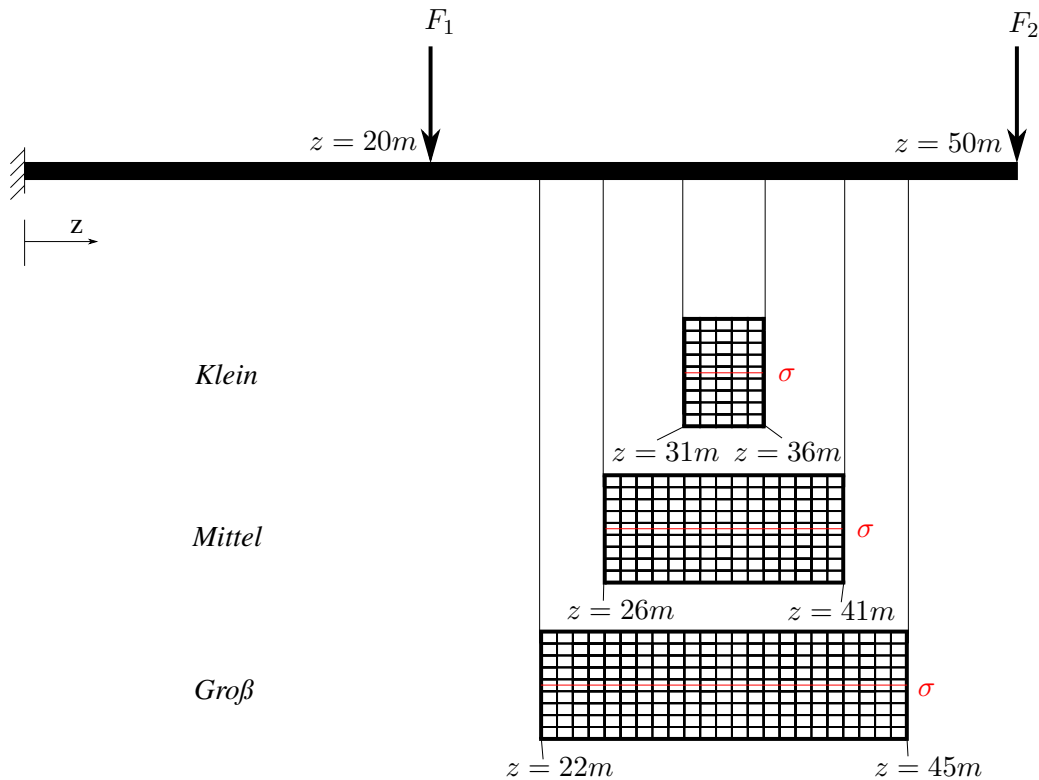


Abbildung 3.9: Cutout-Positionen im Tube-Beispielmodell

In Abb. 3.9 sind die hier verwendeten verschiedenen Cutout-Positionen abgebildet. Die Position *Upper* führt zu einem symmetrischen Modell mit kaum vorhandenen Querschubspannungen. Da hier die Übereinstimmung von finiten Schalen- und Volumenelementen sehr groß sein sollte, kann mit dieser Cutout-Position die Coupling-Methode auf Fehler überprüft werden. Aus Abb. 3.9 geht außerdem hervor, dass die Diskretisierung in Querrichtung nicht konstant ist, was zu einer leichten Abweichung von der Achsensymmetrie führt. Die verschiedenen Cutout-Geometrien zu dieser Position sind in Abb. 3.10 dargestellt.



Abbildung 3.10: Übersicht der verwendeten globalen Cutout Geometrien im Tube; Position: *Upper*

Es ändert sich nur die Abmessung in Längsrichtung, wobei der Mittelpunkt aller Geometrien identisch bleibt. Die Cutout-Geometrie unterliegt mehreren Beschränkungen. So sind nach aktuellem Stand nur rechteckige Cutouts möglich, bei denen jede Elementreihe die gleiche Anzahl an Elementen enthält. Auch dürfen keine Knoten im Cutout enthalten sein, an denen Kräfte eingeleitet werden, da ansonsten zu große lokale Deformationen auftreten. Ferner ist im lokalen Modell aktuell keine Verbindung zu den Holmen vorgesehen. Für die Analyse der Spannungen werden jeweils die Elementspannungen in der Mitte des Cutouts bei Vernachlässigung der Transformations-Elemente betrachtet (Abb. 3.10). Hierbei wird sowohl bei den Shell- als auch bei den Solid-Shell-Elementen ein mittlerer Spannungswert interpoliert. In Abbildung 3.11 ist die unterschiedliche Modellierung beider Element-Typen zu erkennen. Die Aufdickung der Shell-Elemente erfolgt nach außen.

Abbildung 3.11: Lokale und globale Modellierung am Tube mit Spannungspfad; Position: *Upper*

Da Belastungsfall und Cutout-Position zu einem annähernd symmetrischen Modell mit dominierender Biegespannung führen, wird im Folgenden der Verlauf der Biegenormalspannung analysiert. In Abbildung 3.13 werden die Verläufe der Biegenormalspannung des lokalen und globalen Modells gegenübergestellt. Als Vergleichslösung dient die numerische Lösung aus 3.1. Zur Verdeutlichung der verschiedenen Spannungspfade dient Abb. 3.12. Der Spannungspfad *Nur Cutout* bezieht sich auf das Tube-Modell

mit dem beschriebenen Cutout, ohne diesen jedoch mit dem Solid-Shell-Modell zu ersetzen. Erwartungsgemäß sinkt  $\sigma_y$  im Bereich des Dummy-Materials auf Null. Gut zu erkennen sind auch die lokalen Schwankungen, welche aufgrund der stark unterschiedlichen Steifigkeitsmatrizen auftreten.

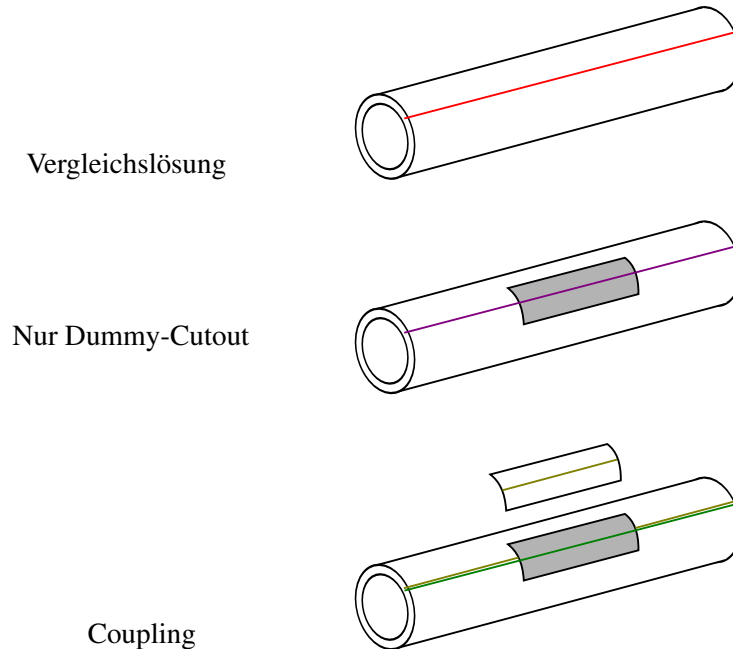


Abbildung 3.12: Übersicht der Spannungsverläufe beim Tube

Der Gesamtspannungsverlauf in dem Modell mit Coupling setzt sich aus den Verläufen des globalen und lokalen Modells zusammen. Im Diagramm auf der rechten Seite von Abb. 3.13 ist die prozentuale Abweichung des Gesamtspannungsverlaufes in Bezug auf die Vergleichslösung dargestellt. Im Bereich des Cutouts beträgt die Abweichung 2% – 4%. In den Randbereichen ist diese am höchsten. Dies liegt unter anderem an Fehlern, die bei der Interpolation der Spannungswerte des Solid-Shell-Modells auftreten.

Neben der Interpolation zur Berechnung der Elementspannungen, welche innerhalb von ANSYS abläuft, wurde zur Auswertung noch eine weitere vorgenommen. So ist durch die feinere Diskretisierung des Detailmodells die Elementanzahl in den betrachteten Spannungspfaden nicht identisch. Da die Spannungen in den Transformations-Elementen nicht betrachtet werden, ist das lokale Modell minimal kürzer als der Cutout. Beide Gründe machen eine Interpolation der lokalen Spannungswerte nötig, um den abgebildeten Vergleich zu erstellen.

Die Spannungen wurden noch für zwei weitere Cutout-Geometrien analysiert (Abb. 3.16 - 3.17). Um die Abhängigkeit der resultierenden Abweichung von der Länge der Cutouts zu untersuchen, werden die Geometrien aus Abb. 3.10 verwendet. Bei allen verwendeten Geometrien ist das gleiche Verhalten wie in Abb. 3.13 zu erkennen. Einen Einfluss auf die Größenordnung der Abweichung lässt sich nicht feststellen. In der praktischen Anwendung der Coupling-Methode wird die Fläche Cutout jedoch selten größer als *Klein* sein. Ist die Länge des Cutouts jedoch zu gering, überwiegt der fehlerhafte Einfluss der Randelemente. Hier muss für jeden Anwendungsfall eine individuelle Lösung gefunden werden. Der Vergleich der resultierenden Verschiebungen der Längsachse ist in Abbildung 3.14 zu sehen.

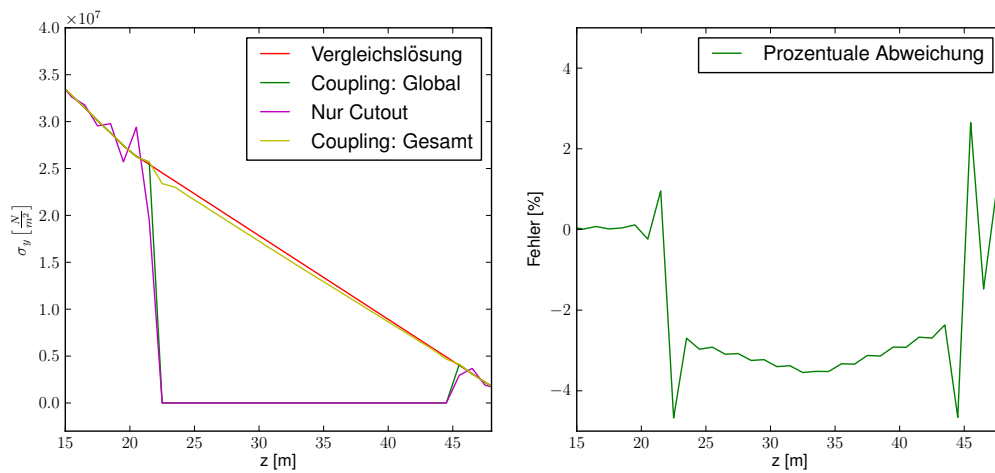


Abbildung 3.13: Vergleich der globalen und lokalen Biegenormalspannungen; Position: *Upper*; Geometrie: *Groß*

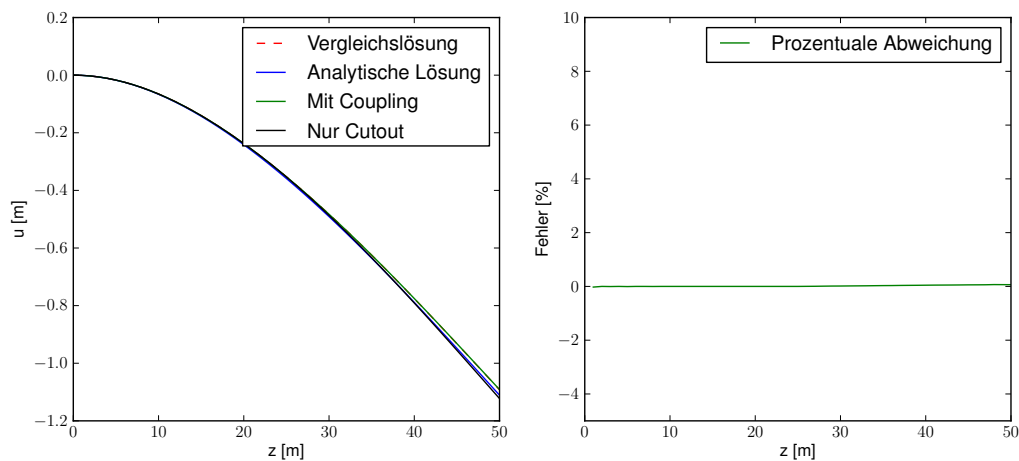


Abbildung 3.14: Vergleich der globalen und lokalen Verschiebungen; Position: *Upper*; Geometrie: *Groß*

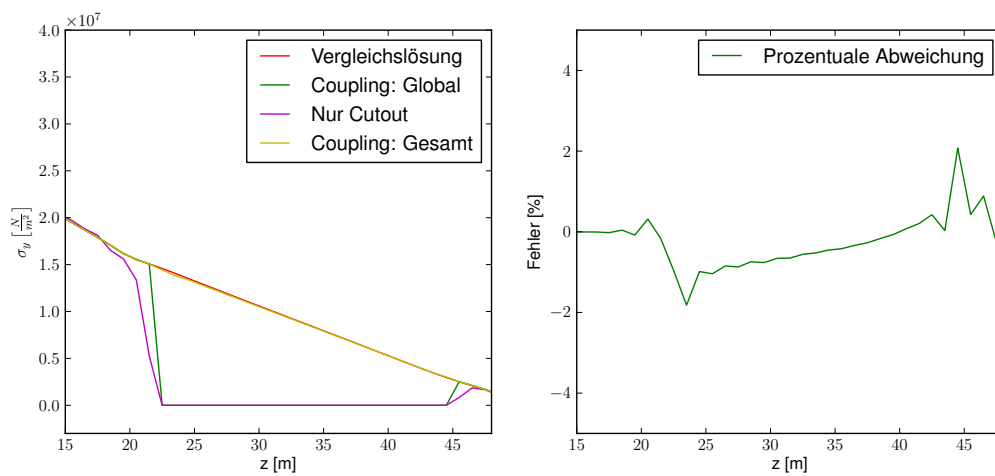


Abbildung 3.15: Vergleich der globalen und lokalen Biegenormalspannungen; Position: *side*; Geometrie: *Groß*

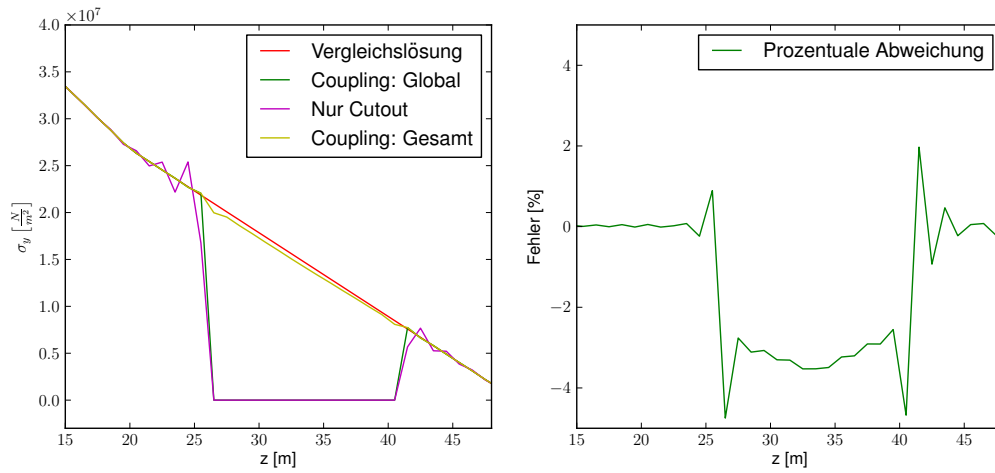


Abbildung 3.16: Vergleich der globalen und lokalen Biegenormalspannungen; Position: *Upper*; Geometrie: *Mittel*

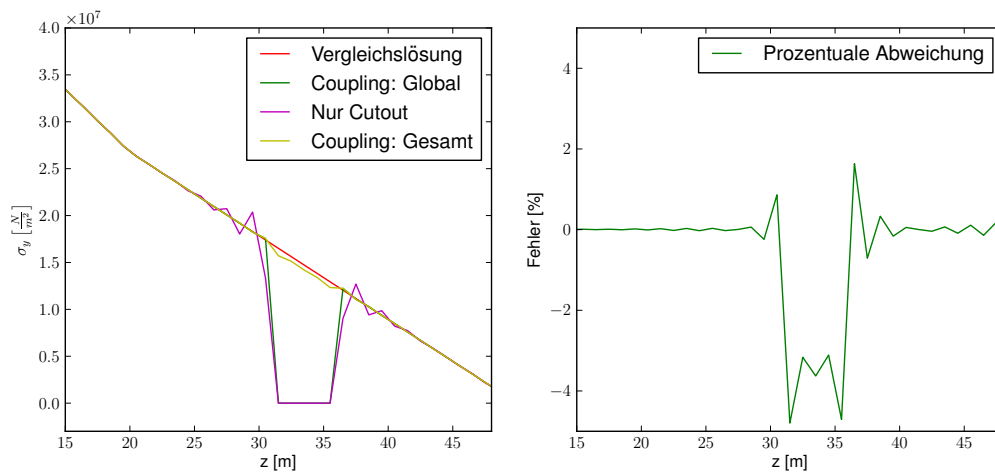


Abbildung 3.17: Vergleich der globalen und lokalen Biegenormalspannungen; Position: *Upper*; Geometrie: *Klein*

Die Auswertung erfolgt entlang der gleichen Pfade, die auch bei der Analyse der Spannungen genutzt werden (Abb. 3.12). Erwartungsgemäß ist die Verschiebung am Modell *Nur Cutout* am größten. Zwischen dem Coupling-Modell und der Vergleichslösung kann hingegen kaum ein Unterschied festgestellt werden. Diese Ergebnisse entsprechen den Erwartungen, da die Gesamtsteifigkeit des Modells durch die Coupling-Methode nicht oder nur geringfügig verändert werden sollte.

In Abb. 3.15 ist zu sehen, wie sich die Spannungen bei einer anderen, nicht symmetrischen Cutout-Position verhalten. Hierbei kann die Abweichung bei schiefer Biegung untersucht werden. Es ergibt sich der gleiche grundsätzliche Spannungsverlauf wie bei der Position *Upper*, was den Erwartungen entspricht. Die Abweichung ist jedoch geringer und sinkt über die Länge der Rohrs.

## 4 Modellaufbau

### 4.1 Programmstruktur

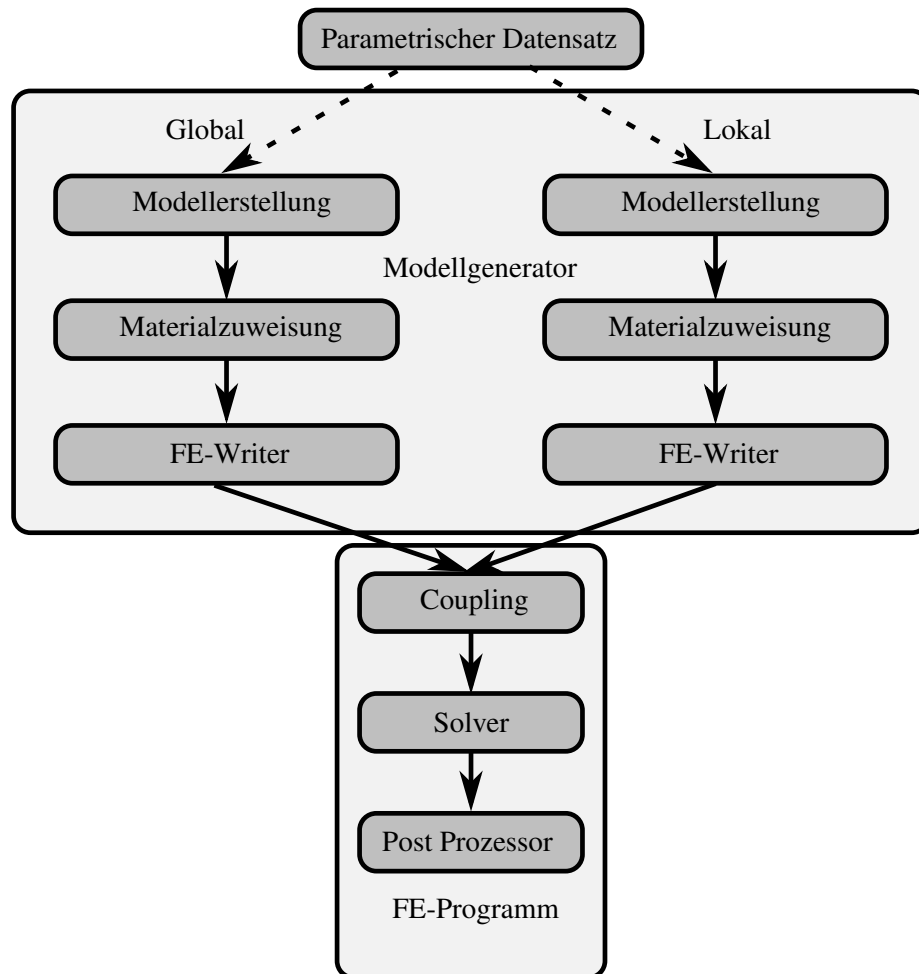


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der Programmstruktur

Dieser Abschnitt soll eine Übersicht über die Programmstruktur geben, die im Rahmen dieser Arbeit genutzt wird. Hierbei wird im Besonderen auf die Erweiterungen eingegangen, die zur Erstellung des lokalen und des globalen Modells vorgenommen wurden. Das lokale Modell wurde hierbei parallel von einem anderen Studenten entwickelt. Abbildung 4.1 enthält einen Überblick der wichtigsten Module. Der parametrische Datensatz *Common Parametric Aircraft Configuration Schema* (CPACS) enthält die Definition des Strukturmodells. An dieser Stelle können entsprechende Parameteränderungen vorgenommen werden. Im Modellgenerator *Design Environment for Thinwalled Lightweight Structures* (DELiS) erfolgt die eigentliche Erstellung der Modelle. Sowohl CPACS als auch DELiS sind vom *Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V.* (DLR) entwickelte Softwarepakete. Die Materialzuweisungen in beiden Mo-

dellen wird separat erläutert. Durch das Modul FE-Writer wird das Modell in das entsprechende Format des FE-Programmes geschrieben. Zudem erfolgt nach dem Zusammenfügen beider Modelle (Coupling) die Lösung des FE-Gleichungssystems mit anschließender Darstellung der Resultate.

In dem seit 2005 vom DLR entwickelten parametrischen Datensatz CPACS erfolgt die Beschreibung sowohl von Flugzeug-Konfigurationen als auch des Transportsystems [37]. Hierdurch wird eine automatische Generierung, Validierung und Dokumentation der Datensätze bei maximalem Informationsaustausch im multi-disziplinären Flugzeugentwurf ermöglicht. Neben Produktinformationen beinhaltet CPACS auch Prozess- und Analysedaten. Durch eine kombinierte Änderungen der Parameter ist somit eine sehr hohe Anzahl an Modell-Variationen möglich. Bei der Erstellung des globalen Modells erfolgt lediglich eine Anpassung der Cutout-Geometrie, des Lastfalles und der Klebschichtdicke. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dazu der CPACS-Datensatz um die benötigten Parameter erweitert. Die Programmstruktur des lokalen Modells wurde bisher noch nicht in CPACS integriert, weshalb eine Änderung der Parameter hier nur innerhalb des Hauptprogrammes in Python möglich ist.

Der Modell-Generator DELiS ist in der Programmiersprache Python verfasst und hat einen objekt-orientierten Aufbau. Er beinhaltet mehrere Pakete, die wiederum in Module und Methoden unterteilt werden können [6]. In Abbildung 4.2 ist die grobe Programmarchitektur dargestellt. Das Paket *Main* enthält alle Hauptprogramme. Durch den Aufruf der entsprechenden Kontroll-Klassen erfolgt hier der Programmstart und das *Parsen* von Befehlen der Kommandozeile. Das *Kontroll-Paket* verwaltet den Aufbau der Modell-Klassen, löst die FE-Berechnung aus und beinhaltet individuelle Anpassungen des Modells. Hier wird der CPACS-Datensatz ausgelesen und die Erzeugung der einzelnen Objekte strukturiert (z.B. Punkte, Linien und Flächen). Im Paket *Model* erfolgt dann die eigentliche Erstellung des Modells. Es beinhaltet alle Elemente, welche die Modellstruktur beschreiben und ist in weitere Pakete unterteilt. Das *Service-Paket* stellt externe Zusatzfunktionen, wie das Schreiben der entsprechenden FE-Eingangsdateien oder den Zugriff auf globale Variablen, bereit. Der *ACGraph* ist das *Back-End* des Programmes. Hier werden Querverweise zu einzelnen Objekten des *Model-Pakets* hergestellt, die bestimmte Eigenschaften miteinander teilen. Die Generierung beider Modelle erfolgt auf Grundlage von DELiS, wobei das Programm des lokalen Modells nur einige Module enthält und autark funktioniert. Im Weiteren wird auf einige Adaptionen eingegangen, die für die Erzeugung des globalen Modells vorgenommen wurden.

Die Punkte zur Krafteinleitung (DAM-Points) am Windrotorblatt-Modell mussten an die Krümmung des Blattes angepasst werden. Die Punkte sollten automatisch generiert werden und sich in der Mitte der Blattsehne befinden. Um das lokale Modell mit dem globalen zu verbinden, ist die Einführung eines Dummy-Materials in dem Bereich des Detailmodells nötig. Hierzu wurde eine *Cutout-Methode* erstellt, welche die Flächen in einem rechteckigen Bereich selektiert und die Materialzuweisung modifiziert. Die geometrischen Grenzen werden in CPACS definiert. Für das Hinzufügen der Klebschicht wird diese Methode mit einer abweichenden Materialzuordnung angewendet.

Das Verbinden der beiden Modelle erfolgt mittels CEs (siehe Abschnitt 2.2 ). Hierfür müssen die Koordinaten der Randknoten des Cutouts an das lokale Modell weitergegeben werden. Bei der Erstellung des

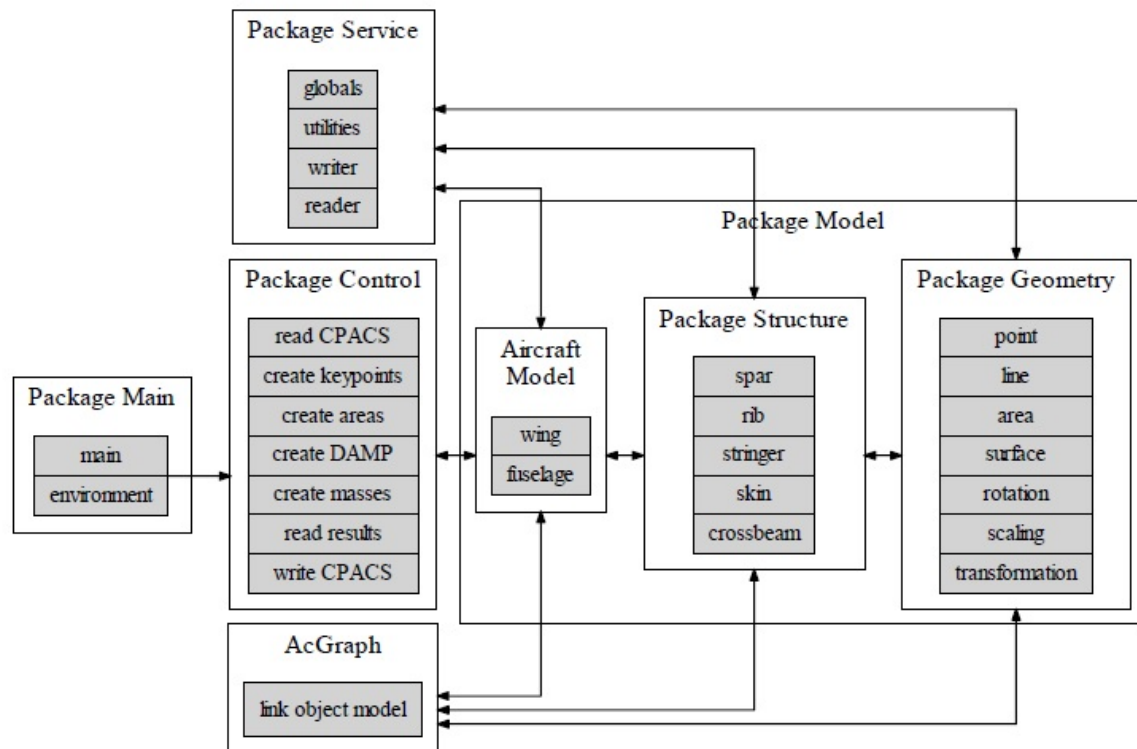


Abbildung 4.2: Übersicht der wichtigsten Python-Pakete [37]

globalen Modells werden innerhalb des FE-Writers die Punkte in eine externe Datei geschrieben. Hierbei muss die Reihenfolge genau eingehalten werden, in welcher diese in das lokale Modell eingelesen werden. Anschließend werden die Randpunkte des Cutouts mit denen des Detailmodells verbunden.

Die Modelle werden mittels der Skriptsprache *Ansys Parametric Design Language* (APDL) in ein Skript geschrieben. Die erstellten APDL-Skripte beider Modelle müssen manuell zusammengefügt werden. Die entstehende Datei kann anschließend in ANSYS importiert und ausgeführt werden. Nach dem Hinzufügen eines Lastfalles erfolgt die lineare Lösung des FE-Gleichungssystems. Für die Analyse und Darstellung der Resultate wurden mehrere Auswertungs-Skripte erstellt, die für den entsprechenden Fall in ANSYS importiert werden können.

## 4.2 Aufbau des globalen Modells

### 4.2.1 Modifikation des globalen Modells

Das hier eingesetzte Rotorblatt-Modell basiert auf einem Referenzmodell der *Technical University of Denmark* (DTU) [3]. Es beschreibt eine Offshore 10 MW Windkraftanlage (WKA), welche als Referenz für die Windforschung entwickelt wurde. Es handelt sich dabei um ein Aufwindkraftwerk mit drei Rotorblättern der IEC Klasse 1A, welche für hohe Windgeschwindigkeiten ausgelegt ist. Das Modell wurde nicht auf Grundlage einer real existierenden 10 MW WKA entwickelt. Stattdessen wurde ein *National Renewable Energy Laboratory* (NREL) 5 MW Referenzmodell [21] unter Anwendung der



Ähnlichkeits-Regeln [9] hochskaliert. Eine doppelt so große Rotorfläche führt somit unter Annahme von geometrischer Ähnlichkeit zu einer Verdopplung der Leistung. Bei der Entwicklung wurde der aktuelle Stand der Technik berücksichtigt und einzelne Komponenten neu gestaltet. Beim Hochskalieren sind die durch aerodynamische Lasten entstehenden Spannungen unabhängig vom Skalierungsfaktor, während die Spannungen aufgrund des Eigengewichtes mit wachsendem Skalierungsfaktor zunehmen [3]. Es wird ein lineares Strukturverhalten bei Vernachlässigung aerodynamischer Effekte 2. Ordnung angenommen. Die wichtigsten Parameter der DTU 10 MW und NREL 5 MW WKA befinden sich im Anhang.

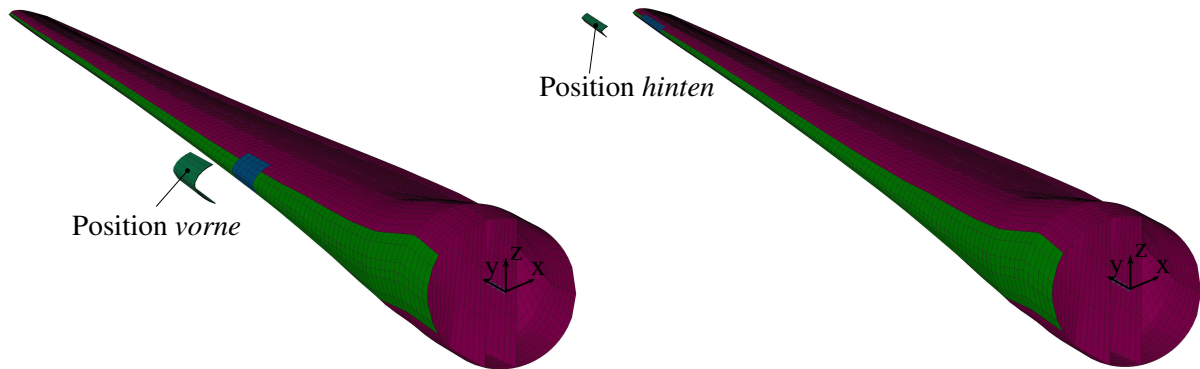


Abbildung 4.3: Übersicht der Positionen des Detailmodells

Abbildung 4.3 zeigt das angepasste Modell, das im Rahmen dieser Arbeit verwendet wird. Die Wurzel basiert auf einem Kreisprofil. Neben Vorderholm und Hinterholm ist ein Hinterkantensteg vorhanden. Die folgenden strukturellen Analysen werden für drei verschiedene Lastfälle vorgenommen, die in Abbildung 4.4 eingetragen sind. Dadurch sollen möglichst unterschiedliche Spannungsfälle mit einer signifikanten Querschubspannung in der Klebschicht ausgelöst werden, um die Notwendigkeit eines lokalen Solid-Shell-Modells bewerten zu können. Um dies zu erreichen, wird neben einer schmalseitig aufgetragenen Last  $F_e$  (*edgewise*) und einer Last in Schlagrichtung  $F_f$  (*flapwise*) auch eine Torsionsbelastung  $F_t$  (*torsion*) verwendet.

Tabelle 4.1: Wichtige Parameter für Geometrie und Lastfälle des Detailmodells

|                  |                    |                    |                   |                   |
|------------------|--------------------|--------------------|-------------------|-------------------|
| $y_{L1} = 17.6m$ | $y_{L2} = 43.8m$   | $y_{L3} = 61.1m$   | $y_{L4} = 78.4m$  | $y_{L5} = 86m$    |
| $F_{e1} = 87kN$  | $F_{e1} = 88kN$    | $F_{e2} = 92kN$    | $F_{e3} = 43kN$   | $F_{e4} = 12kN$   |
| $F_{f1} = 87kN$  | $F_{f1} = 88kN$    | $F_{f2} = 92kN$    | $F_{f3} = 43kN$   | $F_{f4} = 12kN$   |
| $F_{t1} = 0.1kN$ | $F_{t1} = 0.1kN$   | $F_{t2} = 0.1kN$   | $F_{t3} = 0.1kN$  | $F_{t4} = 0.1kN$  |
| $l = 86.36m$     | $b_{Root} = 5.38m$ | $h_{Root} = 5.38m$ | $b_{Tip} = 1.42m$ | $h_{Tip} = 0.34m$ |

Die ersten beiden genannten Lastfälle orientieren sich dabei grob an den Vorgaben des maßstabsgetreuen Testens von Rotorblättern [12] (siehe Abschnitt 2.3). Jeder Lastfall besteht aus fünf Kräften bzw. Momenten welche an die in Tabelle 4.1 aufgelisteten DAM-Punkte eingeleitet werden. Kriterium für die Wahl der Krafteinleitungspunkte war eine gleichmäßige Verteilung über die Längsachse des Rotorblattes, sowie die geometrischen Grenzen der Cutouts. Da es sich hier um ein lineares Modell handelt, ist eine Superposition der Ergebnisse möglich. Die Einspannung des Rotorblattes wird durch die Sperrung sämtlicher Freiheitsgrade aller äußeren Knoten der kreisförmigen Wurzel simuliert.



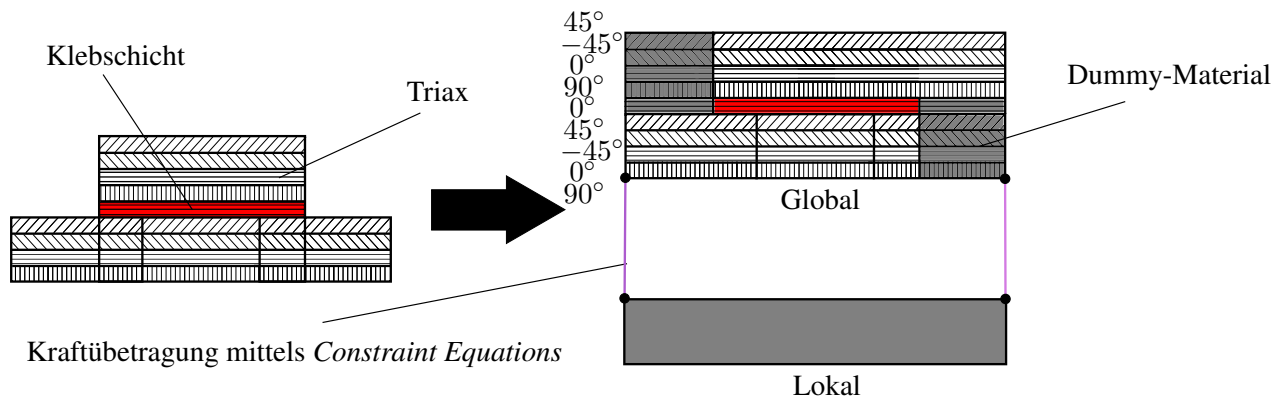


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung von Materialzuweisung und Stacking

Die Position und geometrische Abmessung des Solid-Shell-Modell unterliegt den gleichen Beschränkungen wie das Tube-Beispielmodell (Kapitel 3.2): der Cutout darf keine *Slave-Nodes* enthalten, an denen Kräfte angreifen und ist in x-Richtung durch die Holme beschränkt. Zudem muss der Cutout symmetrisch zur xy-Ebene sein und eine vorgeschriebene Anzahl an Elementen in x-Richtung beinhalten. Die Klebschicht wird für eine vordere und eine hintere Cutout-Position analysiert (Abb. 4.3). Die blau markierten Elemente enthalten das Dummy-Material. Das Stacking der Lagen und die Materialverteilung in diesem Bereich zeigt Abbildung 4.5. Auf der linken Seite ist eine Querschnitts-Skizze des Ausschnitts zu sehen, die mit dem Detailmodell und dem Dummy-Material (rechts) ersetzt wird.

Tabelle 4.2: Übersicht der Materialkennwerte

| Dummy-Material                   | Triax-Schale                   | Klebeharz                      |
|----------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| $E_x = 0.007376 \frac{N}{mm^2}$  | $E_x = 40500 \frac{N}{mm^2}$   | $E_x = 4450 \frac{N}{mm^2}$    |
| $E_y = 0.007376 \frac{N}{mm^2}$  | $E_y = 11600 \frac{N}{mm^2}$   | $E_y = 4450 \frac{N}{mm^2}$    |
| $E_z = 0.007376 \frac{N}{mm^2}$  | $E_z = 9500 \frac{N}{mm^2}$    | $E_z = 4450 \frac{N}{mm^2}$    |
| $G_{xy} = 0.0028 \frac{N}{mm^2}$ | $G_{xy} = 3500 \frac{N}{mm^2}$ | $G_{xy} = 1648 \frac{N}{mm^2}$ |
| $G_{yz} = 0.0028 \frac{N}{mm^2}$ | $G_{yz} = 3600 \frac{N}{mm^2}$ | $G_{yz} = 1648 \frac{N}{mm^2}$ |
| $G_{xz} = 0.0028 \frac{N}{mm^2}$ | $G_{xz} = 3500 \frac{N}{mm^2}$ | $G_{xz} = 1648 \frac{N}{mm^2}$ |
| $\rho = 0.28 \frac{kg}{m^3}$     | $\rho = 1890 \frac{kg}{m^3}$   | $\rho = 1400 \frac{kg}{m^3}$   |
| $\nu_{xy} = 0.33$                | $\nu_{xy} = 0.263$             | $\nu_{xy} = 0.35$              |
| $\nu_{yz} = 0.33$                | $\nu_{yz} = 0.4$               | $\nu_{yz} = 0.35$              |
| $\nu_{xz} = 0.33$                | $\nu_{xz} = 0.263$             | $\nu_{xz} = 0.35$              |

Jede Lage im lokalen Modell wird durch eine gesonderte Schicht von Elementen repräsentiert. Da die Singlelap-Verbindung im globalen Referenzmodell nicht implementiert war, wurde dieses der Abbildung entsprechend modifiziert. Auf der gesamten Länge der Vorderkante wurden mittels des Cutout-Verfahrens fünf zusätzliche Schichten definiert. Diese Lösung wurde gewählt, da die unterschiedliche Höhe der Shell-Elemente bei einer Überlappung zweier Schalen zu zahlreichen Konflikten innerhalb des Modells geführt hätte. Eine parametrische Generierung der Modelle wäre somit nur sehr begrenzt möglich gewesen. Die Auswirkungen dieser Variante werden innerhalb der Auswertung diskutiert (Abschnitt 5.1).

### 4.3 Aufbau des lokalen Modells

Die Gestaltung des Detailmodells erfolgte im Rahmen eines parallelen Projektes eines anderen Studenten [39]. Zwischen beiden Arbeiten war ein hohes Maß an Abstimmung erforderlich. Das Programm wurde in der IDE Eclipse-Umgebung in der Programmiersprache Python geschrieben. Die Pakete und Bibliotheken aus DELiS wurden bei Bedarf in das Programm integriert. Die Ausgangs-Datei ist ein APDL Skript, welches direkt in ANSYS importiert werden kann. Nach aktuellem Stand kann die Kombination mit dem globalen Modell nur durch das gezielte Zusammenfügen beider APDL Skripte erfolgen. Durch das Einbinden des lokalen Programmes in DELiS könnte der Ablauf optimiert werden. Der Aufbau der Programmstruktur ist in Abbildung 4.1 zu sehen.

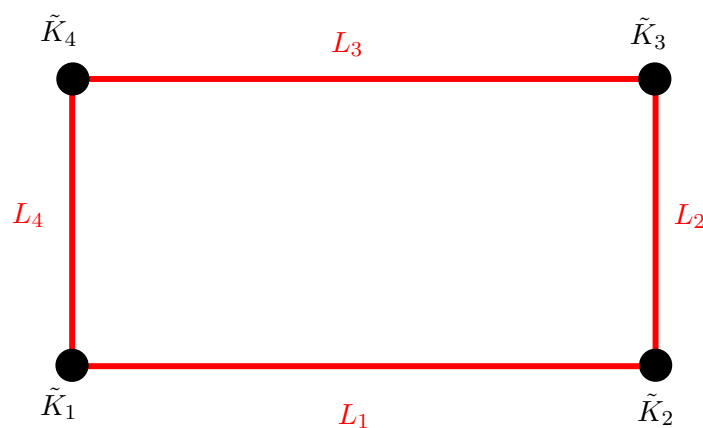


Abbildung 4.6: Erstellung der Punkte und Linien

#### 4.3.1 Modellerstellung

In der ersten Phase der Modellerstellung werden die Punkte, Linien und Flächen des Modells definiert. Die jeweiligen Klassen bauen dabei aufeinander auf. So werden die Linien aus den Punkten und die Flächen aus den Linien generiert, wobei jedem geometrischem Objekt eine spezifische ID zugewiesen wird [39]. Die Definition der Punkte und Linien erfolgt im jeweils aktiven Koordinatensystem. Linien werden hier hauptsächlich für die Modellierung von Objektkanten eingesetzt. Sie dienen als Grundlage für die Definition von Flächen oder Linienelementen. Abbildung 4.6 verdeutlicht, nach welchem Schema die Linien aus den Punkten generiert werden. Die Koordinaten der Elemente werden von den eingelesenen Randpunkten des globalen Modells berechnet, wobei jeweils ein vorgegebener Offset hinzugefügt wird. Dieser hat keinerlei Einfluss auf die Resultate und dient allein der besseren Visualisierung des Coupling-Modells.

Für die Modellierung von 2D-Solid-Objekten (z.B. Solid Shells) werden zuvor flache Flächen erstellt. 3D-Solid Objekte können sowohl aus flachen als auch aus gekrümmten Flächen generiert werden. Da die Erstellung von Volumenelementen aus Flächenobjekten erfolgt, werden in dem parametrischen Modellaufbau keine Volumenobjekte benötigt.

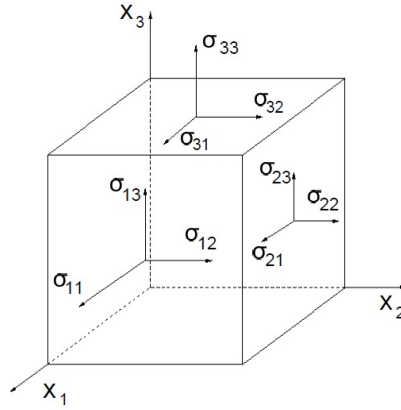


Abbildung 4.7: Spannungskomponenten im dreidimensionalen Fall [39]

### 4.3.2 Materialzuweisung

Nach der Modellierung der geometrischen Objekte erfolgt die Zuweisung des Materials. Zuerst werden die grundlegenden Materialdaten vom Nutzer vorgegeben, welche für die Aufstellung der Steifigkeitsmatrix benötigt werden. Im Programm kann zwischen isotropen und orthotropen Material unterschieden werden.

Isotrope Materialien sind in ihren Eigenschaften unabhängig von der Richtung. Die Steifigkeitsmatrizen solcher Materialien verfügen nur über zwei unabhängige Variablen (z.B. elastische Variablen) im Gegensatz zu den 21 elastischen Variablen im anisotropen Fall. Diese beiden unabhängigen elastischen Konstanten werden als E-Modul  $E$  und Poissonzahl  $\nu$  bezeichnet. In Abbildung 4.7 ist ein dreidimensionaler Spannungszustand skizziert. Bei einem ebenen Spannungszustand ( $\sigma_{33} = \sigma_{13} = \sigma_{23} = 0$ ) ergeben sich die folgenden Verzerrungen [14]:

$$\varepsilon_{11} = \frac{1}{E}(\sigma_{11} - \nu \cdot \sigma_{22}) \quad (4.1)$$

$$\varepsilon_{22} = \frac{1}{E}(\sigma_{22} - \nu \cdot \sigma_{11}) \quad (4.2)$$

$$\varepsilon_{33} = -\nu(\sigma_{11} + \sigma_{22}) \quad (4.3)$$

$$\varepsilon_{12} = \frac{\sigma_{12}}{G} \quad (4.4)$$

Die Verformung  $\varepsilon_{33}$  durch den Poisson-Effekt wird im Folgenden nicht weiter betrachtet. Neben  $E$  und  $\nu$  wird auch das Gleitmodul  $G$  zur Berechnung der Verformungen verwendet. Dieses ist jedoch abhängig von den ersten beiden Konstanten:

$$G = \frac{E}{2}(1 + \nu) \quad (4.5)$$

Notiert man die vorherigen Gleichungen als Matrizen, ergibt sich:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{12} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{E} & \frac{-\nu}{E} & 0 \\ \frac{-\nu}{E} & \frac{1}{E} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix}}_S \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

Die Nachgiebigkeitsmatrix  $S$  ist die Inversion der Steifigkeitsmatrix. Die Elemente der Matrix geben die Zusammenhänge zwischen Verzerrung und Spannung in Abhängigkeit der Richtung wieder [14]. Die Matrixkomponente 1,2 gibt beispielsweise den Anteil von  $\sigma_{22}$  an der Verzerrung in  $x_1$ -Richtung an. Eine Null in der Nachgiebigkeitsmatrix verdeutlicht somit eine fehlende Verbindung zwischen Verzerrung und Spannung in der entsprechenden Richtung. Das Programm beinhaltet auch eine Implementierung eines ortotropen Materialverhaltens. Das Kraft-Verformungs-Verhalten auf den Orthotropieachsen ist konstant und es treten keine Kopplungen zwischen Normaldehnung und Schubverzerrung parallel zu den Orthotropieachsen auf. Diese Achsen stehen jeweils senkrecht zueinander. Ein linear elastisches, orthotropes Material kann bis zu 9 elastische Konstanten besitzen [39]. Dies sind die jeweils drei E-Moduli, Poisson-Zahlen und Gleitmoduli. Entlang der Orthotropieachsen gilt:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} \\ \varepsilon_{12} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{E_{11}} & \frac{-\nu_{21}}{E_{22}} & \frac{-\nu_{31}}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{12}}{E_{11}} & \frac{1}{E_{22}} & \frac{-\nu_{32}}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{13}}{E_{11}} & \frac{-\nu_{23}}{E_{22}} & \frac{1}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix}}_S \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{31} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Die Poissonzahl  $\nu$  definiert das Verhältnis aus einer relativen Änderung der Dicke zu einer relativen Änderung der Länge bei Belastung.  $\nu_{21}$  gibt somit die Verformung in  $x_1$ -Richtung an, die durch eine Verformung in  $x_2$ -Richtung induziert wird. Da die Fasern im Material transversal zur  $x_2$ -Richtung verlaufen, sind die Verformungen in dieser Richtung aufgrund der verringerten Steifigkeit größer als in der  $x_1$ -Richtung ( $\nu_{12} > \nu_{21}$ ).

Bei mehrlagigem Material wird jede Schicht einzeln erstellt, wobei Dicke und Orientierung der Lage vom Nutzer vorgegeben werden. So werden jedem *Layer-Class* Objekt die Attribute *Material*, *Orientierung* und *Dicke* zugewiesen. Die Materialeigenschaften richten sich dabei nach dem Orientierungswinkel und dem Koordinatensystem der Lage, die durch das Element-Koordinatensystem definiert sind. Weiterhin kann die Anzahl der Gauss-Punkte in jedem Element der Lage vorgegeben werden. Hierdurch kann die Detailgenauigkeit des Modells beeinflusst werden. Im Weiteren wird hier von drei Gauss-Punkten je Element im globalen Modell ausgegangen. Eine oder mehrere Lagen werden anschließend zu einem Verbundstoff zusammengeschlossen.

### 4.3.3 FE-Writer

In diesem Abschnitt der Programmstruktur wird ANSYS aufgerufen und das Modell in ein APDL-Skript exportiert. Abbildung 4.8 enthält eine Übersicht des Programmablaufs. Im ersten Schritt werden alle erstellten geometrischen Objekte exportiert. Dies schließt Volumina mit ein, die aus Flächen erzeugt

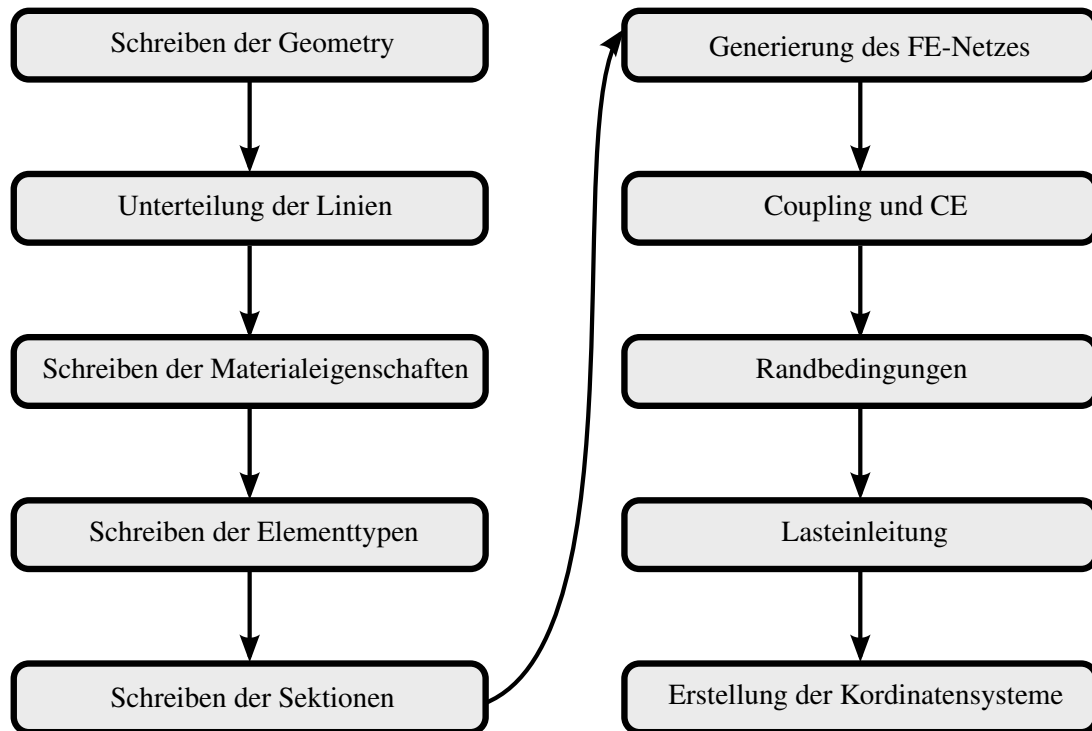


Abbildung 4.8: Schematische Darstellung der FE-Writer-Struktur

wurden. Anschließend werden die Linien in einzelne Elemente unterteilt. Indem der Nutzer ein Wert für die Größe der Diskretisierung vorgibt, kann auf die Feinheit des FE-Netztes Einfluss genommen werden. Dieser Wert definiert das Verhältnis zwischen lokaler und globaler Elementlänge. Es wird davon ausgegangen, dass im Detailmodell ein feineres Netz verwendet wird. Als nächstes werden die Informationen bezüglich Material und Elementtyp exportiert. Hier werden SHELL181-Elemente für die Transformations-Flächen und SOLSH190-Elemente für die einzelnen Lagen des Verbundstoffes. Die einzelnen Schalen werden lagenweise zu *Sections* zusammengefasst und in die APDL-Datei exportiert. Hier erfolgt die Zuweisung zu den erzeugten Flächen und Volumen. Zudem wird jeder *section* eine ID zugewiesen und der *Section Offset* definiert. Dieser legt die Position der Schalen-Knoten innerhalb der *Section* fest. Im Rahmen dieser Arbeit wird hier die mittlere Ebene gewählt.

## 5 Klebschichtanalyse der Rotorblatt-Vorderkante

Nach der Verifizierung der Coupling-Methode anhand des Tube-Beispielmodells erfolgt nun die Anwendung des Verfahrens für ein konkretes Modell eines WKA-Rotorblattes. Anhand des Rotorblattmodells aus Kapitel 4.2 werden die Spannungen und Verschiebungen des gekoppelten Detailmodells mit denen des Schalenmodells ohne Coupling miteinander verglichen. Ziel ist die Untersuchung von Korrelationen zwischen lokalen und globalen Spannungsverläufen. Dabei werden die Position des lokalen Modells, die Klebschichtdicke und die Art des Lastfalls gegenübergestellt. Am Schluss des Kapitels erfolgt eine Betrachtung möglicher Fehlerursachen und eine Einordnung der Ergebnisse.

### 5.1 Auswertung der Ergebnisse und Diskussion

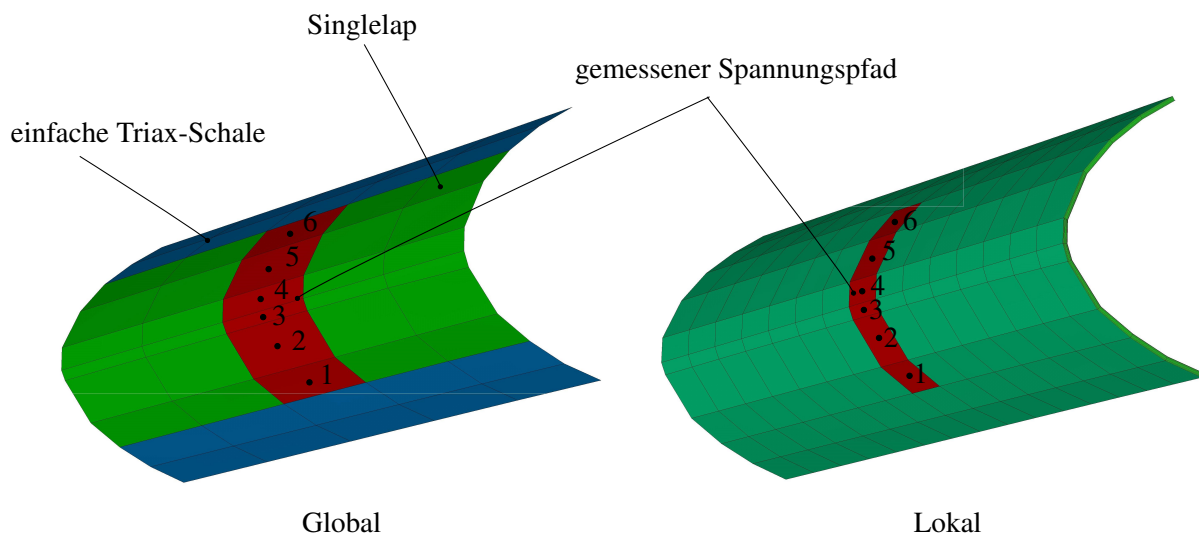
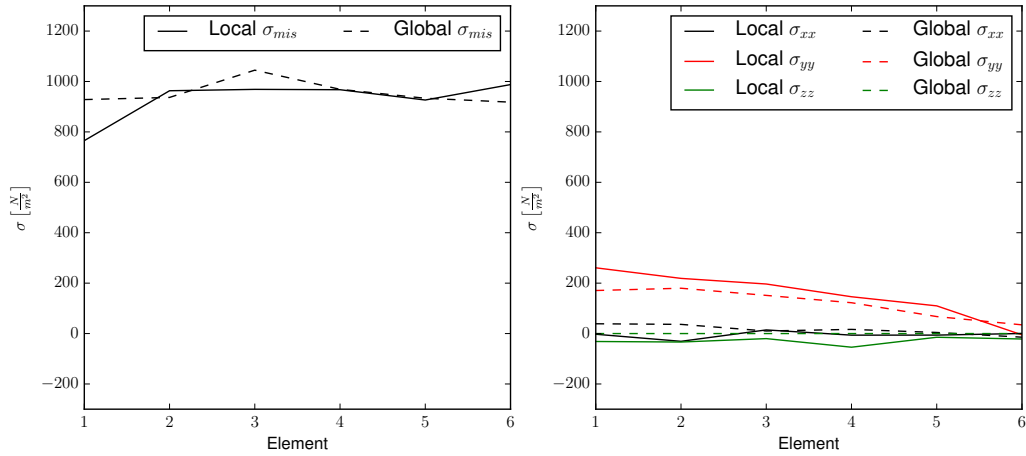
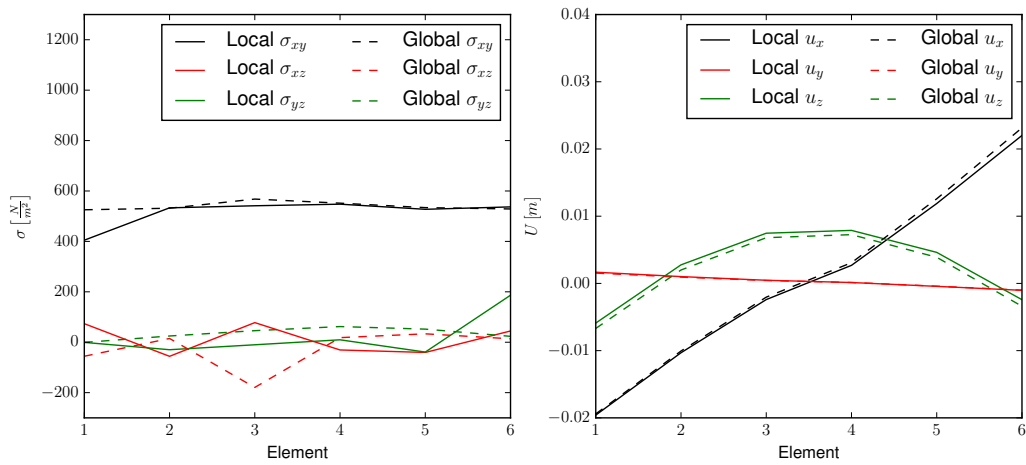
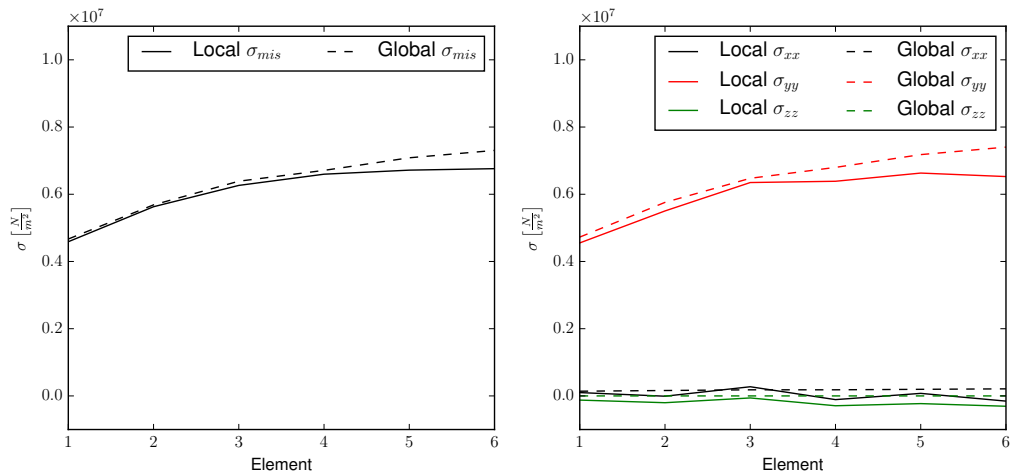
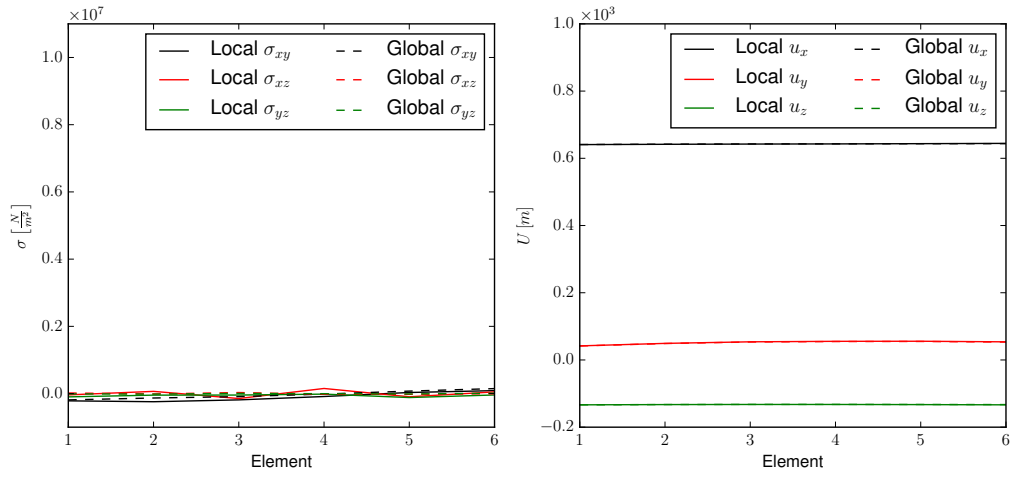
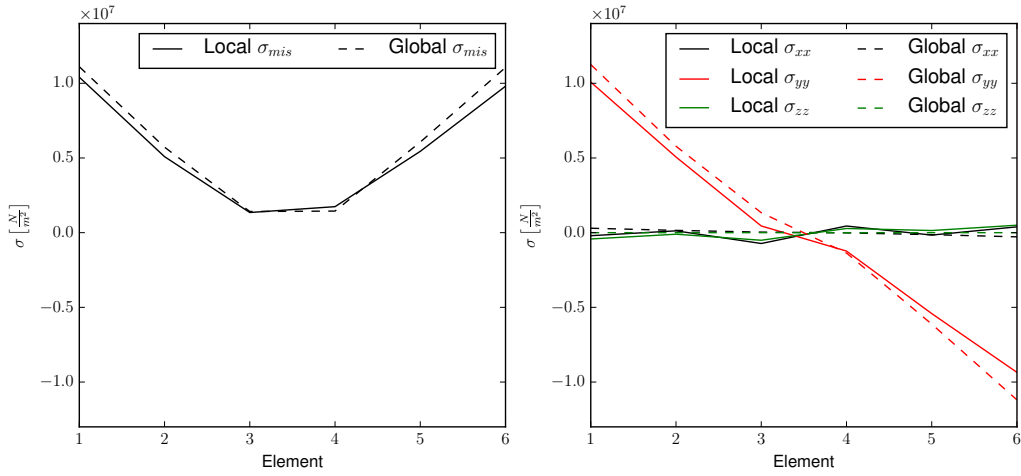
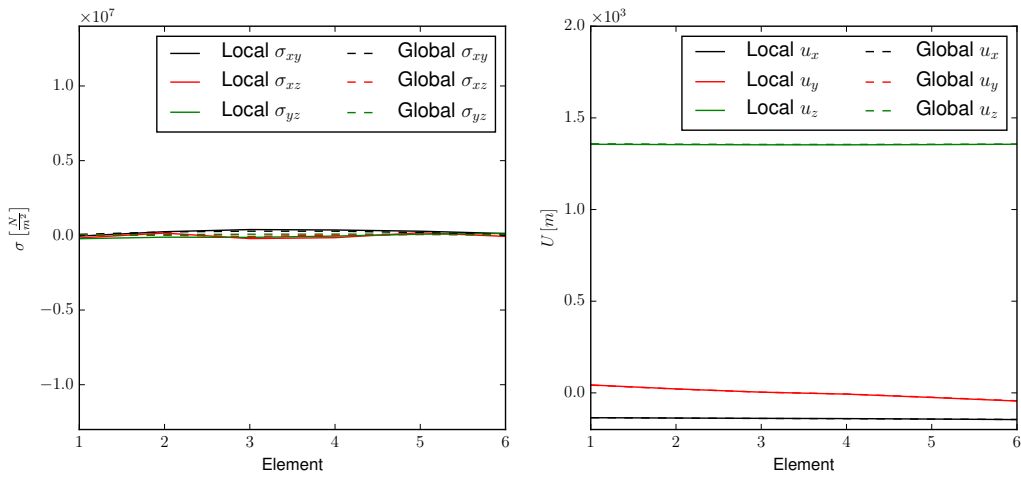


Abbildung 5.1: Gemessener Spannungspfad des globalen und lokalen Modells, Position: *Vorne*

Analysiert werden die Spannungen und Verschiebungen der Klebschicht entlang eines Pfades in Umfangsrichtung des Rotorblattes (Abb. 5.1). Dieser ist in der Abbildung rot markiert und befindet sich jeweils mittig im Modell, um die Randeinflüsse zu minimieren. Global wird hier die mittlere Ebene der 5. Lage betrachtet. Im Detailmodell werden jeweils die mittleren Spannungen der Solid-Shell-Elemente betrachtet, welche die Eigenschaften der Klebschicht besitzen. Hierbei wird die mittlere der drei Elementreihen gewählt, welche die globale Elementreihe repräsentiert. Die mechanische Analyse erfolgt im Bezug auf die Element-Koordinatensysteme.



Abbildung 5.2:  $\sigma_{mis}$ ,  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$  Vorderkante, Position: *Vorne*, Lastfall: *Torsion*Abbildung 5.3:  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{xz}$ ,  $\sigma_{yz}$ ,  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  Vorderkante, Position: *Vorne*, Lastfall: *Torsion*Abbildung 5.4:  $\sigma_{mis}$ ,  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$  Vorderkante, Position: *Vorne*, Lastfall: *Edgewise*

Abbildung 5.5:  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{xz}$ ,  $\sigma_{yz}$ ,  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  Vorderkante, Position: *Vorne*, Lastfall: *Edgewise*Abbildung 5.6:  $\sigma_{mis}$ ,  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$  Vorderkante, Position: *Vorne*, Lastfall: *Flapwise*Abbildung 5.7:  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{xz}$ ,  $\sigma_{yz}$ ,  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  Vorderkante, Position: *Vorne*, Lastfall: *Flapwise*

In den Diagrammen 5.2 - 5.7 sind die Spannungs- und Verschiebungsverläufe des vorderen Cutouts für alle betrachteten Lastfälle abgebildet. Die Werte der Abzisse beziehen sich dabei auf die Elementnummern aus Abbildung 5.1. Die globalen Spannungen in Dickenrichtung sind jeweils Null, da diese bei Verwendung von degenerierten Schalenelementen nicht berechnet werden [7]. Die dazugehörigen globalen Werte weichen nur gering ab. Schubspannungen mit einer z-Komponente können jedoch durch die Shell181-Elemente dargestellt werden, da hier eine *assumed shear strain formulation* von Bathe-Dvorkin zur Vermeidung von Locking-Effekten genutzt wird [1] (siehe Kapitel 2.1.2). Die xy-Ebenen der Element-Koordinatensysteme beider Modelle haben eine Winkeldifferenz von 90° zueinander. Dies resultiert aus unterschiedlichen Versionen des DELIS-Moduls *FE-writer*, welches das APDL-Script in ANSYS generiert. Aus diesem Grund wurden im lokalen Modell  $\sigma_{xx}$  und  $\sigma_{yy}$  miteinander vertauscht und  $\sigma_{xy}$  gespiegelt. Die hier gezeigten Abbildungen beinhalten diese Adaptionen.

Die Verwendung unterschiedlicher Module bei der Erstellung der Modelle kann jedoch noch andere, indirektere Auswirkungen haben. Deshalb lassen sich weitere Fehler durch Inkonsistenzen der Modelle nicht ausschließen. Die folgenden Ergebnisse müssen deshalb kritisch hinterfragt werden. So ist die Symmetrie von  $\sigma_{xz}$  in Abbildung 5.3 nicht eindeutig zu bewerten. Die abgebildeten Verläufe des globalen und lokalen Modells weisen in allen Fällen eine grundlegende Ähnlichkeit auf. Dabei sind die Abweichungen der Verschiebungen besonders gering. Eine mögliche Ursache hierfür ist der nur geringe Einfluss des Couplings auf die Gesamtsteifigkeitsmatrix des Modells. Die lokalen Spannungen sind größeren Schwankungen unterworfen, da die Integrationspunkte durch die gekrümmten Solid-Shell Elemente nicht notwendigerweise auf einer z-Höhe liegen und die Elemente in Längsrichtung kürzer sind. Dies führt zu einem Abweichen der Spannungspfade. Eine weitere mögliche Erklärung für die schwankenden lokalen Spannungen ist der niedrige Widerstand der Dummy-Schicht gegen Verformung. Ein auf das RBE3-Element einwirkendes Moment kann so zu ungewöhnlich hohen Verzerrungen in y-Richtung führen [14]. Der Einfluss des Dummy-Materials im Detailmodell führt auch zu größeren Abweichungen in den Randelementen 1 und 6. Der Lastfall *Edgewise* führt zu dominierenden Spannungen in y-Richtung, wogegen die restlichen Spannungen vernachlässigbar sind. (Abb. 5.4). Der Einfluss auf die Vergleichsspannung ist entsprechend hoch [26]

$$\sigma_{mis} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{xz}^2)]} \quad (5.1)$$

Weiterhin fällt auf, dass bei allen Belastungsfällen der lokale, absolute Wert  $\sigma_{yy}$  kleiner als der globale Vergleichswert ist, was auf ein steiferes globales Modell schließen lässt. Mit den gewählten Lastfällen war es nicht möglich, signifikant große Schubspannungen in Dickenrichtung nachzuweisen. Einzig im Belastungsfall *Torsion* konnte eine genügend hohe Schubspannung ausgelöst werden, wobei die Komponenten in z-Richtung aber nur gering sind. Die Verläufe der hinteren Position für die Lastfälle *edgewise* und *flapwise* unterscheiden sich qualitativ nicht von denen des vorderen Cutouts. Die dazugehörigen Diagramme befinden sich Anhang. Die Vergleichsspannungen sind an der Spitze des Rotorblattes geringer, da in den genannten Lastfällen hier auch die geringsten Kräfte angreifen. Die Verschiebung fallen erwartungsgemäß *hinten* höher aus, da hier der Hebelarm des Biegemomentes am längsten ist. Der hintere Cutout hat eine kleinere Fläche bei gleicher Länge in y-Richtung, da die Breite der Klebschicht in Umfangsrichtung in Wurzelnähe maximal ist und zur Rotorspitze hin stetig abnimmt. Dies ist nicht

realitätsnah und resultiert aus den Eigenheiten der Delis-Methode, mit welcher die zusätzlichen Lagen hinzugefügt werden.

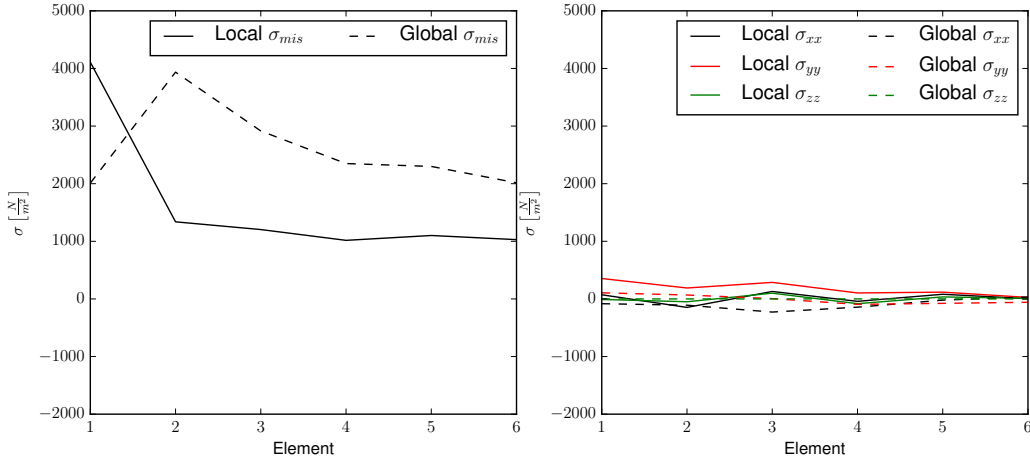


Abbildung 5.8:  $\sigma_{mis}$ ,  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$  Vorderkante, Position: *Hinten*, Lastfall: *Torsion*

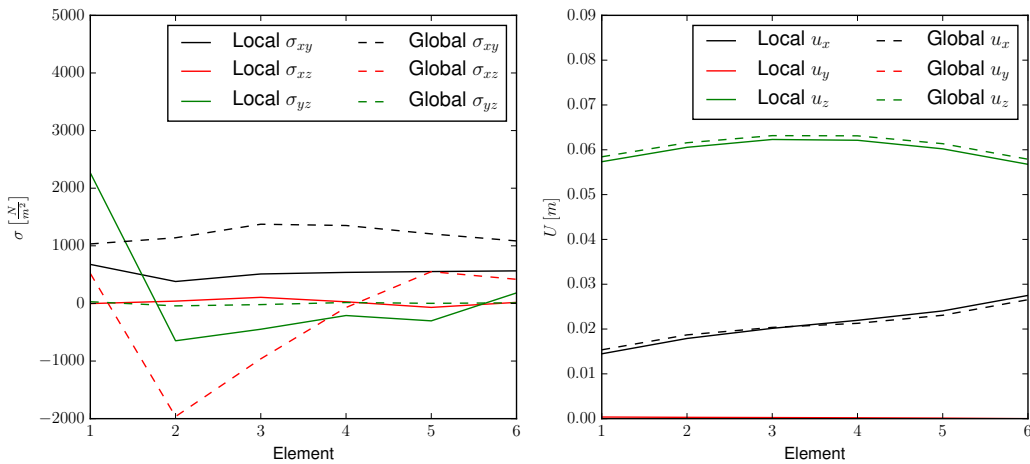


Abbildung 5.9:  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{xz}$ ,  $\sigma_{yz}$ ,  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  Vorderkante, Position: *Hinten*, Lastfall: *Torsion*

Eine weiterer Fehler wird durch die Krümmung der Vorderkante verursacht. Da die Überlappung im globalen Modell nur durch eine Zuweisung zusätzlicher Lagen zu den Shell-Elementen repräsentiert wird, sind die äußeren Lagen in Krümmungsrichtung kürzer als die entsprechenden Solid-Shell-Elemente, welche voll modelliert sind. Um diesen Fehler abzuschätzen, wird die Krümmung als konstant angenommen. Somit kann die Gleichung zur Berechnung der Länge eines Kreisbogens  $b$  angewandt werden:

$$b = r \cdot \alpha \quad (5.2)$$

Hierbei gibt  $\alpha$  den Mittelpunktswinkel des Kreisbogens im Gradmaß an. Die relative Abweichung zweier

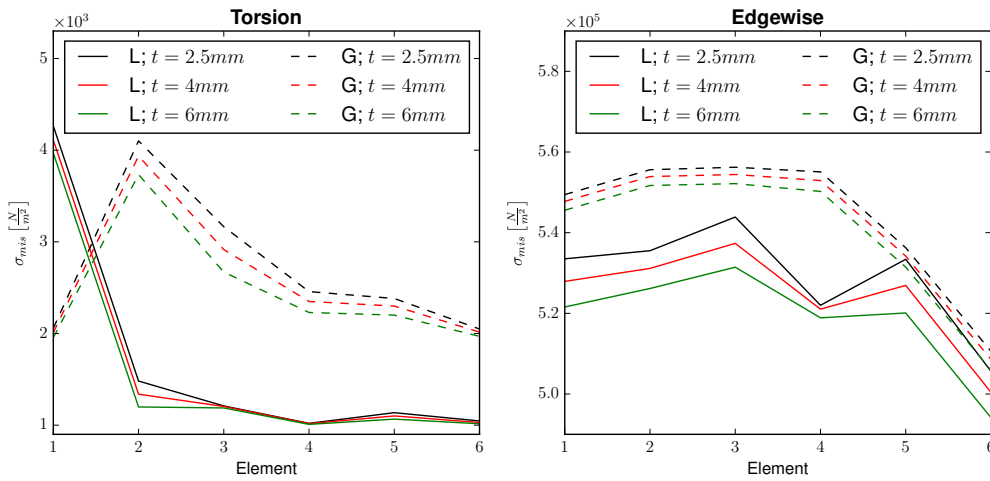


Abbildung 5.10:  $\sigma_{mis}$ , Vergleich unterschiedlicher Klebschichtdicken  $t$ , Position: *Hinten*, Lastfall: *Torsion* und *Edgewise*

$b$  im Bezug auf den äußeren Kreisbogen  $b_2$  mit unterschiedlichen Radien berechnet sich somit zu:

$$\Delta b_r = 100 - 100 \cdot \frac{r_1}{r_2} \quad (5.3)$$

Mit dieser Grundlage lässt sich  $\Delta b_r$  für die Klebschicht mit einer Dicke von  $t_{adh} = 4mm$  am vorderen und hinteren Cutout berechnen. Die ungefähren, äußeren Radien betragen  $r_{v2} \approx 520mm + 4 \cdot 2.5mm + \frac{1}{2} \cdot 4mm = 532mm$  und  $r_{h2} \approx 150mm + 4 \cdot 2.5mm + \frac{1}{2} \cdot 4mm = 162mm$ . Hiermit ergeben sich die relativen Abweichungen zu  $\Delta b_{rv} \approx 2.3\%$  und  $\Delta b_{rh} \approx 7.4\%$ , wobei die Abweichung mit sinkendem Radius zunimmt. Der längere Hebelarm führt zu einem größerem Biegemoment um die y-Achse in den Solid-Shell-Elementen [13]. Mittels parametrischer Modellierung lassen sich gezielt Auswirkungen bestimmter Parameteränderungen untersuchen. Dies sei hier am Beispiel der Klebschichtdicke demonstriert (Abb. 5.10). Hierzu muss jedoch sowohl im lokalen als auch im globalen Modell  $t_{adh}$  angepasst werden, was eine umfassende Parameterstudie erschwert. Dargestellt ist hier exemplarisch die Vergleichsspannung am hinteren Cutout für die Lastfälle *torsion* und *edgewise*. Das qualitative Verhalten für die anderen Positionen und Belastungsfälle ist gleich. Aus der Abbildung geht hervor, dass eine dünnere Klebschicht zu einem Ansteigen der Mises-Spannung führt.

Die Resultate des hinteren Cutouts bei Torsionsbelastung unterscheiden sich stark von den bisherigen Verläufen (Abb. 5.8 - 5.9). Hier treten signifikante Schubspannungen mit z-Komponente auf und es kommt zu großen Abweichungen zwischen lokalen und globalen Verläufen. Dies führt zu stark unterschiedlichen Vergleichsspannungen. Die Ursachen hierfür lassen sich im Rahmen dieser Arbeit nicht eindeutig identifizieren. Wie oben beschrieben sind weitere Unstimmigkeiten zwischen den Modellen nicht ausgeschlossen, die das abgebildete Verhalten verursachen könnten. Auch ein Fehler in der Auswertung der berechneten Resultate ist denkbar. Hierfür spricht die große Abweichung zwischen den Werten des ersten und zweiten Elements. Dies kann jedoch auch auf die oben beschriebenen Effekte zurückgeführt werden, welche die Randelemente beeinflussen.

Die folgenden Schlussfolgerungen werden unter der Annahme getroffen, dass keine der zuvor genannten Fehlerursachen zutrifft. Die beiden Randelemente werden zudem nicht betrachtet. Die maximalen Vergleichsspannungen liegen im gleichen Element, auch wenn die globale Spannung den ca. vierfachen Wert aufweist. Weiterhin kann ein Extremwert von  $\sigma_{xz}$  auf eine kritische Spannung  $\sigma_{yz}$  hinweisen. Um hieraus Trends ableiten zu können, müssen nach einer Verbesserung der Modelle weitere Untersuchungen mit diesem Belastungsfall durchgeführt werden.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wird ein globaler Modellansatz zur Analyse von Klebschichtverbindungen eines Windrotorblattes untersucht. Bei, durch Leichtbau optimierten Windrotorblättern ist die mechanische Belastung in den Klebschichtverbindungen besonders hoch. Die numerische Simulation mittels FEM ist ein kostengünstiger und effektiver Weg, um das physikalische Verhalten innerhalb der Klebschicht abzubilden. Um die Auswirkungen dieses Verhaltens in Relation zur Gesamtstruktur zu analysieren, wird im Rahmen dieser Arbeit ein lokales dreidimensionales Volumen-Modell mit einem globalen zweidimensionalen Schalenmodell gekoppelt.

Zu Beginn wird nach einer Vorstellung der Motivation dieser Arbeit ein Überblick über die theoretischen Grundlagen der FE-Modellierung von dünnwandigen Strukturen mittels Schalenelementen gegeben. Dabei wird besonders auf die Gemeinsamkeiten und Unterschiede von 2D-Schalenelementen und Solid-Shell-Elementen, welche in dieser Arbeit verwendet werden, eingegangen. Anschließend wird auf den grundlegenden Aufbau eines Rotorblattes einer WEA eingegangen. Hieran schließt sich eine Erläuterung der Modellierungsstrategie an, welche im Mittelpunkt dieser Arbeit steht.

Im folgenden Abschnitt wird auf die Gestaltung von Klebeverbindungen eingegangen. Es werden Beanspruchungsarten, Formen von Klebverbindungen und Klebstoffeigenschaften grob umrissen. Im Mittelteil der Arbeit wird die verwendete Modellierungsstrategie erläutert. Diese beinhaltet den Einsatz eines 3D-Detailmodells, welches an ausgewählten Stellen das 2D-Schalenmodell ersetzen soll, um so eine realitätsnahe Simulation der Klebschicht ohne die Verwendung eines vollständigen 3D-Modells zu ermöglichen. Der Aufbau beider Modelle wird beschrieben, wobei der Fokus dieser Arbeit auf dem globalen Gesamtmodell liegt. Die Entwicklung des Detailmodells war Bestandteil eines parallel laufenden Projektes, was eine gute Abstimmung erforderlich machte. Es folgt eine Beschreibung des parametrischen Modellgenerators mit welchem die Generierung der Modelle erfolgt. Dabei wird die Programmstruktur erläutert und auf die vorgenommenen Anpassungen und Erweiterungen eingegangen.

Im nächsten Abschnitt wird auf die Erstellung eines simplen Beispielmodells zur Verifizierung des Coupling-Verfahrens eingegangen. Dabei wird die analytische Lösung berechnet und mit der numerischen verglichen. Hierbei wird eine gute Übereinstimmung beider Lösungen festgestellt. Das Coupling Verfahren wird anschließend unter Verwendung von unterschiedlichen Positionen getestet. Dabei wird der zu erwartende Steifigkeitsabfall im globalen Modell sowie die Spannung und Verschiebung im Element untersucht. Bei gerader Biegung weichen die Spannungsverläufe im Detailmodell nur gering von denen des globalen, ungekoppelten Modells ab. Dies bestätigt die generelle Wirksamkeit des Modellansatzes, wobei die Abweichungen am Rand des lokalen Modells am größten sind.

Zum Abschluss der Arbeit erfolgt die Analyse der Klebschicht an der Vorderkante eines konkreten

Rotorblatt-Modells. Der Modellaufbau und die Rahmenbedingungen werden erläutert und die Durchführung beschrieben. Ziel ist die Untersuchung von Korrelationen zwischen lokalen und globalen Spannungsverläufen entlang der Klebschicht in Umfangsrichtung des Rotorblattes. Dabei wird die Position des lokalen Modells, die Klebschichtdicke und die Art des Lastfalls variiert. Die Spannungs- und Verschiebungsverläufe beider Modelle stimmen in den meisten Fällen gut überein. Die größten Spannungsabweichungen treten hierbei unter Torsionsbelastung an der Spitze des Rotorblattes auf. Nur hier kommt es zu einem Auftreten von signifikanten Schubspannungen. Die maximalen Vergleichsspannungen liegen im selben Element auch wenn die globale Spannung den ca. vierfachen Wert aufweist. Weiterhin kann ein Extremwert von  $\sigma_{xz}$  auf eine kritische Spannung  $\sigma_{yz}$  hinweisen. Um hieraus Trends ableiten zu können, müssen nach einer Verbesserung der Modelle weitere Untersuchungen mit diesem Belastungsfall durchgeführt werden. Die Auswertung der Spannungsverläufe deutet auf eine inkonsistente Elementorientierung innerhalb des lokalen Modells hin.

Eine Überprüfung und bessere Bewertung der Ergebnisse dieser Arbeit kann am besten durch eine stärkere Angleichung von lokalen und globalen Modell erreicht werden. Es wird dringend der Vergleich mit einem verifizierten Referenzmodell empfohlen. Um das entwickelte Verfahren für weitere Projekte zu verwenden zu machen, sollte die Flexibilität bei der Position und Geometrie der Cutouts gesteigert werden. Hierbei muss das lokale Modell für verschiedene Geometrien und Klebeverbindungen erweitert werden. Ein konkretes Beispiel wäre die Implementierung für die hintere Kante des Rotorblattes.



## Anhang

### Anhang 1, Schlüsselparameter der Referenzmodelle

| Parameter               | DTU 10MW RWT                             | Upscaled<br>5MW NREL                   |
|-------------------------|--|--|
| Wind Regime             | IEC Class 1A                             | IEC Class 1B                           |
| Rotor Orientation       | Clockwise rotation - Upwind              | Same                                   |
| Control                 | Variable Speed<br>Collective Pitch       | Same                                   |
| Cut in wind speed       | 4 m/s                                    | Same                                   |
| Cut out wind speed      | 25 m/s                                   | Same                                   |
| Rated wind speed        | 11.4 m/s                                 | Same                                   |
| Rated power             | 10 MW                                    | Same                                   |
| Number of blades        | 3  | Same                                   |
| Rotor Diameter          | 178.3 m                                  | Same                                   |
| Hub Diameter            | 5.6 m                                    | 4.24 m                                 |
| Hub Height              | 119.0 m                                  | 127.0                                  |
| Drivetrain              | Medium Speed, Multiple-<br>Stage Gearbox | High Speed, Multiple-<br>Stage Gearbox |
| Minimum Rotor Speed     | 6.0 rpm                                  | 4.9 rpm                                |
| Maximum Rotor Speed     | 9.6 rpm                                  | 8.6 rpm                                |
| Maximum Generator Speed | 480.0 rpm                                | 1173.7 rpm                             |
| Gearbox Ratio           | 50                                       | 97                                     |
| Maximum Tip Speed       | 90.0 m/s                                 | 79.9 m/s                               |
| Hub Overhang            | 7.1 m                                    | Same                                   |
| Shaft Tilt Angle        | 5.0 deg.                                 | Same                                   |
| Rotor Precone Angle     | -2.5 deg.                                | Same                                   |
| Blade Prebend           | 3.332 m                                  | 0.000 m                                |
| Rotor Mass              | 227,962 kg                               | 311,127 kg                             |
| Nacelle Mass            | 446,036 kg                               | 678,823 kg                             |
| Tower Mass              | 628,442 kg                               | 982,765 kg                             |

Abbildung 6.1: Schlüsselparameter des DTU 10 MW Referenzmodells im Vergleich zu einem hochskalierten NREL 5 MW Referenzmodell [3]

## Anhang 2, Spannungs- und Verschiebungsverläufe der Position *hinten*

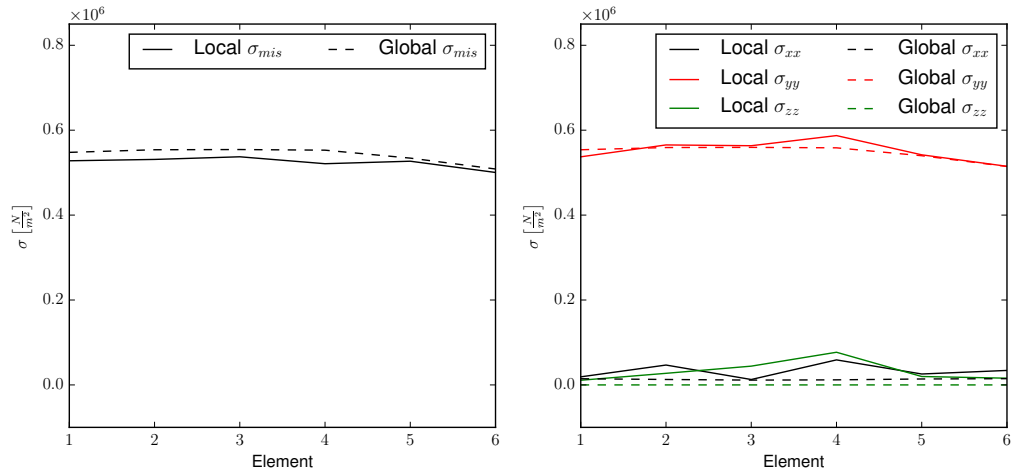


Abbildung 6.2:  $\sigma_{mis}$ ,  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$  Vorderkante, Position: *Hinten*, Lastfall: *edgewise*

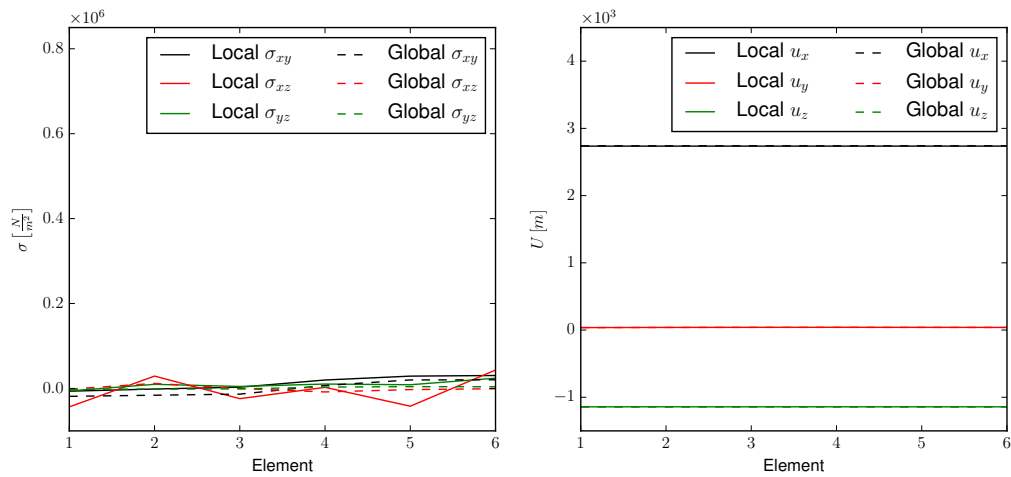


Abbildung 6.3:  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{xz}$ ,  $\sigma_{yz}$ ,  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  Vorderkante, Position: *Hinten*, Lastfall: *edgewise*

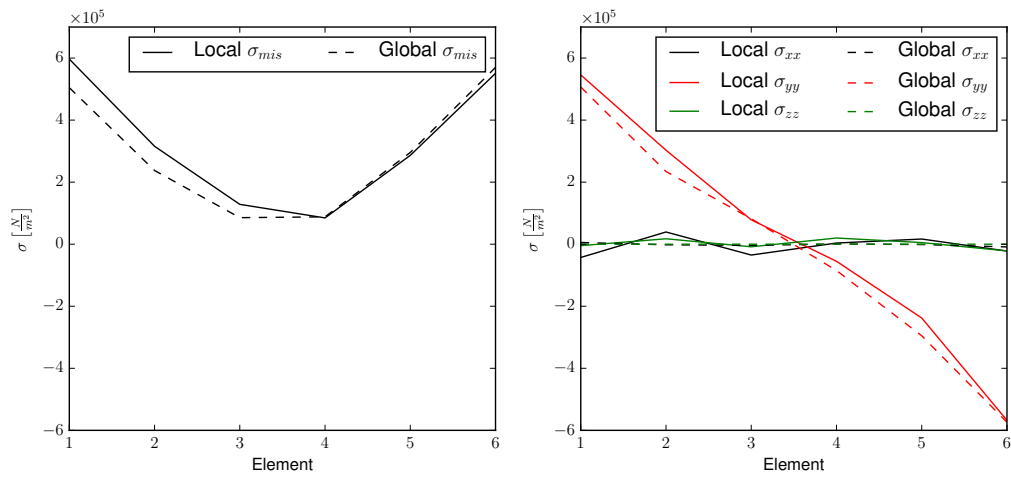


Abbildung 6.4:  $\sigma_{mis}$ ,  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$ ,  $\sigma_{zz}$  Vorderkante, Position: *Hinten*, Lastfall: *flapwise*

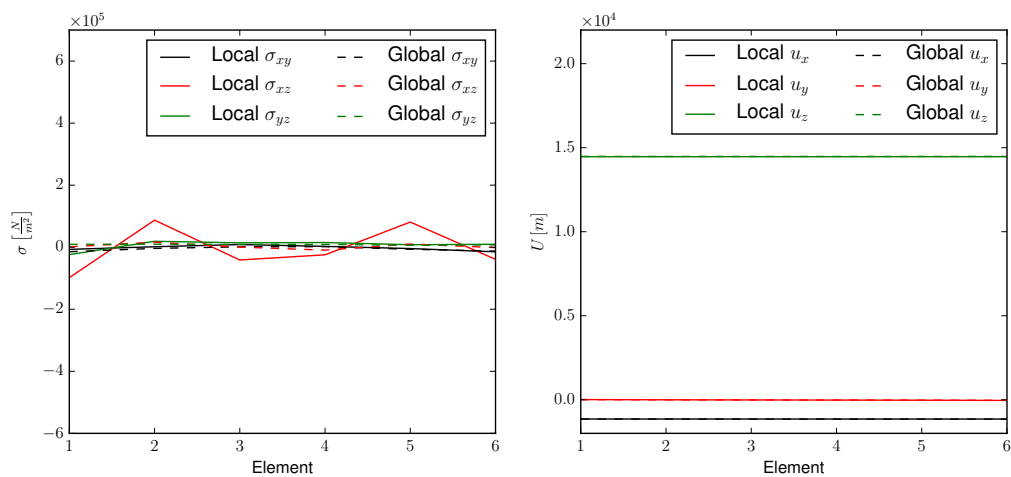


Abbildung 6.5:  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{xz}$ ,  $\sigma_{yz}$ ,  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  Vorderkante, Position: *Hinten*, Lastfall: *flapwise*

**Anhang 3, Daten-CD**

- Diplomarbeit als pdf-Datei
- Erstellte oder bearbeitete Skripte und Programme
  - DELiS
  - Tube - Analytische Lösung
  - ANSYS Analyseskripte
  - Python Postprozessing
- Daten der Berechnungen
  - Tube
  - Vorderkante

## Literaturverzeichnis

- [1] *ANSYS Mechanical APDL theory Reference 14.0*. ANSYS Inc. 2011
- [2] *Eckpunkte für die Reform des EEG*. Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. Januar 2014
- [3] BAK, C. ; ZAHLE, F. ; BITSCHKE, R. ; KIM, T. ; YDE, A. ; HENRIKSEN, L. C. ; A. NATARAJAN, M. H. H. *Description of the DTU 10 MW Reference Wind Turbine*. DTU Wind Energy. July 2013
- [4] BALDAN, A.: Adhesively-bonded joints in metallic alloys, polymers and composite materials: Mechanical and environmental durability performance. In: *Journal of Materials Science* 39 (2004), Aug, Nr. 15, S. 4729–4797. – ISSN 0022–2461
- [5] BANEJA, M D. ; SILVA, L F M.: Adhesively bonded joints in composite materials: an overview. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications* 223 (2009), Dec, Nr. 1, S. 1–18. – ISSN 2041–3076
- [6] BERNHARD LAHRES, Gregor R.: *Objektorientierte Programmierung - Das umfassende Handbuch*. 2. Galileo Computing, 2009
- [7] BISCHOFF, Manfred: *Theorie und Numerik einer dreidimensionalen Schalenformulierung*, Universität Stuttgart, Diss., 1999
- [8] BÜCHTER, Norbert. *Zusammenführung von Degenerationskonzept und Schalentheorie bei endlichen Rotationen*. Institut für Baustatik der Universität Stuttgart. 1992
- [9] CHAVIAROPOULOS, P.K. *Similarity rules for wind turbine up-scaling*. Online Documentation. 2006
- [10] CHEN, N. N. S. ; NIEM, P. I. F. ; LEE, R. C.: Experimental Investigation of Epoxy Bonded Polymethylmethacrylate Joints. In: *The Journal of Adhesion* 31 (1990), Jan, Nr. 2-4, S. 161–176. – ISSN 1545–5823
- [11] D. R. SPETH, Y. P. Y. ; RITTER, G. W.: Qualification of adhesives for marine composite-to-steel applications. In: *International Journal of Adhesion and Adhesives* (2010), Nr. 30, S. 55–62
- [12] DNV. *Design and manufacture of wind turbine blades, offshore and onshore wind turbines*. Offshore Standard - Det Norske Veritas DNV-OS-J102. Oktober 2006
- [13] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; SCHRÖDER, J. ; WALL, W.A.: *Technische Mechanik 1*. Springer Vieweg, 2013
- [14] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; SCHRÖDER, J. ; WALL, W.A.: *Technische Mechanik 2*. Springer Vieweg, 2014

- [15] GUSTAFSON, P.A.: *Analytical and experimental methods for adhesively bonded joints subjected to high temperatures*. University of Michigan, 2008
- [16] GUYAN, R. J.: Reduction of stiffness and mass matrices. In: *AIAA Journal* 3 (1965), Feb, Nr. 2, S. 380–380. – ISSN 1533–385X
- [17] HARNAU, M. ; SCHWEIZERHOF, K.: Kontaktformulierung für lineare und quadratische Solid-Shell-Elemente. In: *Proc. Appl. Math. Mech.* 2 (2003), Mar, Nr. 1, S. 234–235. – ISSN 1617–7061
- [18] HAU, Erich: *Windkraftanlagen: Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit (VDI-Buch) (German Edition)*. Springer, 2008. – ISBN 3540721509
- [19] HE, Xiaocong: Recent development in finite element analysis of clinched joints. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 48 (2009), Sep, Nr. 5-8, S. 607–612. – ISSN 1433–3015
- [20] HE, Xiaocong: A review of finite element analysis of adhesively bonded joints. In: *International Journal of Adhesion & Adhesives* 31 (2011), S. 248–264
- [21] J. JONKMAN, W. M. ; SCOTT., G. *Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development*. Technical Report NREL/TP-500- 38060. 2009
- [22] JENSEN, Find M.: *Ultimate strength of a large wind turbine blade*, Technical University of Denmark, Diss., 2008
- [23] K. SCHWEIZERHOF, R. H.: A systematik development of 'solidshell' element formulation for linear and non-linear analysis employing only displacement degrees of freedom. In: *Int. J. Numer. Meth. Engng.* 42, 49-69 (1998)
- [24] KANCHARLA, Arjun: *Modelling and Simulation of Adhesives using Cohesive Zone Modelling for Composites*, University of Rostock, Diplomarbeit, 2013. – r: Ch 1 yr: Ch2, Ch 3
- [25] KOHNKE, Peter. *ANSYS Theory Refereence* 5.6. November 1999
- [26] KREISSIG, Ulrich: *Höhere Technische Mechanik*. Springer, Wien, 2002
- [27] M., Goland ; E., Reissner: The Stresses in Cemented Joints. In: *Journal of Applied Mechanics* (1944), Nr. 11, S. A17–A27
- [28] MARSHALL, Sally J. ; BAYNE, Stephen C. ; BAIER, Robert ; TOMSIA, Antoni P. ; MARSHALL, Grayson W.: A review of adhesion science. In: *Dental Materials* 26 (2010), Feb, Nr. 2, S. 11–16. – ISSN 0109–5641
- [29] MAYS, G.C. ; HUTCHINSON, A.R.: *Adhesives in civil engineering*. Cambridge University Press, 1992
- [30] MEHRABADI, Asgari ; FARHAD: Experimental and Numerical Failure Analysis of Adhesive Composite Joints. In: *International Journal of Aerospace Engineering* 2012 (2012), S. 1–10. – ISSN 1687–5974

- [31] MING, Kwan K.: *an expert system for adhesive bonded joints*, The University of Hong Kong, Diplomarbeit, 1995
- [32] O. A. BAUCHAU, J. I. C.: *Structural Analysis*. Springer, 2009
- [33] R.D. ADAMS, J. C. ; WAKE, W.C.: *Structural adhesive joints in engineering*. Chapman and Hall, 1998
- [34] SAYER, F. ; POST, N. ; WINGERDE, A. van ; BUSMANN, H.-G. ; KLEINER, F. ; FLEISCHMANN, W. ; GANSOW, M.: Testing of Adhesive Joints in the Wind Industry. In: *EWEC, Marseille, France*, 2009
- [35] SAYER, F. ; WINGERDE, A. van ; BUSMANN, H.-G.: Development of a new Test Methodology for Adhesive Joints in the Wind Industry. In: *EWEC, Warsaw Poland*, 2010
- [36] SCHRAMMEL, Stephan: *Untersuchung zur Verwendung von Schalenelementen für Strukturen im Flugzeugbau*, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2010
- [37] SEBASTIAN FREUND, Falk H. *DELiS Documentation, Release 14-7-2*. August 2014
- [38] STEINKE, Peter: *Finite-Elemente-Methode: Rechnergestützte Einführung (German Edition)*. Springer, 2012. – ISBN 3642295053
- [39] VADLAMANI, Shashank: *Global - local modelling approach for the investigation of adhesive bonding in wind turbine blades*, University of Wuppertal, Diplomarbeit, 2014
- [40] VOLKERSEN, O. *Luftfahrtforschung*. 1938
- [41] WASHIZU, K. *Variational Methods in Elasticity and Plasticity*. Pergamon Press, New York. 1982
- [42] WILLBERG, C. ; LÖBEL, T.: Modeling of adhesive bonding. In: *International Journal of Adhesion and Adhesives* 00 (2014), S. 1–24

## Abbildungsverzeichnis

|      |  |    |
|------|--|----|
| 2.1  | Aufbau einer Schale . . . . .  | 9  |
| 2.2  | Freiheitsgrade des klassischen Schalenelements nach dem Degenerationsprinzip . . . . .   | 10 |
| 2.3  | Freiheitsgrade eines Solid-Shell-Elements . . . . .  | 13 |
| 2.4  | Beispiel eines global-lokalen Modellierungsansatzes . . . . .  | 16 |
| 2.5  | Schematische Darstellung des lokalen-globalen Modellansatzes [42] . . . . .  | 17 |
| 2.6  | Schematische Darstellung des Transformationsbereiches [42] . . . . .   | 18 |
| 2.7  | Skizze eines 34m Windrotorblattes der Firma SSP mit einer kritischen Belastung in Richtung <i>flapwise</i> [22] . . . . .                          | 19 |
| 2.8  | Aerodynamische Belastung eines Windrotorblattes führt im Zusammenhang mit Eigengewichtskräften zu einem kombinierten Belastungsfall [22] . . . . . | 19 |
| 2.9  | Beispiel von <i>structural</i> (oben) und <i>non structural</i> Klebungen (unten) [34] . . . . .   | 20 |
| 2.10 | Beanspruchungsarten von Klebeverbindungen . . . . .  | 21 |
| 2.11 | Goland und Reissners Spannungsverteilung unter Schub- und Schälbeanspruchung für Füge­teile aus Aluminium und Kleber aus Epoxidharz . . . . .      | 21 |
| 2.12 | Grundlegende Formen von Klebeverbindungen . . . . .  | 22 |
| 3.1  | Einseitig eingespannter Balken . . . . .   | 23 |
| 3.2  | Schnitt- und Reaktionskräfte am freigeschnittenen Balken . . . . .   | 24 |
| 3.3  | Seiten- und Draufsicht des Schalenmodells in ANSYS . . . . .   | 26 |
| 3.4  | Verschiebung und prozentualer Fehler der analytischen und numerischen Lösung . . . . .   | 27 |
| 3.5  | Biege­normalspannung und prozentualer Fehler der analytischen und numerischen Lösung . . . . .   | 28 |
| 3.6  | Vergleich von $\sigma_{mis}$ und $\sigma_{zz}$ der numerischen Lösung . . . . .  | 29 |
| 3.7  | $\sigma_{xx}$ , $\sigma_{yy}$ , $\sigma_{xy}$ , $\sigma_{xz}$ und $\sigma_{yz}$ der analytischen und numerischen Lösung . . . . .                  | 29 |
| 3.8  | Verteilung der Shell- bzw. SolidShell-Elemente bei einem Split-Verhältnis von 3:1 (Global:Lokal) bei der Cutout-Geometrie <i>Klein</i> . . . . .   | 30 |
| 3.9  | Cutout-Positionen im Tube-Beispielmodell . . . . .   | 30 |
| 3.10 | Übersicht der verwendeten globalen Cutout Geometrien im Tube; Position: <i>Upper</i> . . . . .   | 31 |
| 3.11 | Lokale und globale Modellierung am Tube mit Spannungspfad; Position: <i>Upper</i> . . . . .  | 31 |
| 3.12 | Übersicht der Spannungsverläufe beim Tube . . . . .  | 32 |
| 3.13 | Vergleich der globalen und lokalen Biege­normalspannungen; Position: <i>Upper</i> ; Geometrie: <i>Groß</i> . . . . .                               | 33 |
| 3.14 | Vergleich der globalen und lokalen Verschiebungen; Position: <i>Upper</i> ; Geometrie: <i>Groß</i> . . . . .                                       | 33 |
| 3.15 | Vergleich der globalen und lokalen Biege­normalspannungen; Position: <i>side</i> ; Geometrie: <i>Groß</i> . . . . .                                | 33 |
| 3.16 | Vergleich der globalen und lokalen Biege­normalspannungen; Position: <i>Upper</i> ; Geometrie: <i>Mittel</i> . . . . .                             | 34 |



|  |    |
|--|----|
| 3.17 Vergleich der globalen und lokalen Biegenormalspannungen; Position: <i>Upper</i> ; Geometrie: <i>Klein</i> . . . . .                                  | 34 |
| 4.1 Schematische Darstellung der Programmstruktur . . . . .  | 36 |
| 4.2 Übersicht der wichtigsten Python-Pakete [37] . . . . .   | 38 |
| 4.3 Übersicht der Positionen des Detailmodells . . . . .   | 39 |
| 4.4 Geometrische Abmessungen des Rotorblattes und Übersicht der verwendeten Lastfälle .  | 40 |
| 4.5 Schematische Darstellung von Materialzuweisung und Stacking . . . . .  | 41 |
| 4.6 Erstellung der Punkte und Linien . . . . .   | 42 |
| 4.7 Spannungskomponenten im dreidimensionalen Fall [39] . . . . .  | 43 |
| 4.8 Schematische Darstellung der FE-Writer-Struktur . . . . .  | 45 |
| 5.1 Gemessener Spannungspfad des globalen und lokalen Modells, Position: <i>Vorne</i> . . . . .  | 46 |
| 5.2 $\sigma_{mis}, \sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ Vorderkante, Position: <i>Vorne</i> , Lastfall: <i>Torsion</i> . . . . .                         | 47 |
| 5.3 $\sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}, u_x, u_y, u_z$ Vorderkante, Position: <i>Vorne</i> , Lastfall: <i>Torsion</i> . . . . .                        | 47 |
| 5.4 $\sigma_{mis}, \sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ Vorderkante, Position: <i>Vorne</i> , Lastfall: <i>Edgewise</i> . . . . .                        | 47 |
| 5.5 $\sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}, u_x, u_y, u_z$ Vorderkante, Position: <i>Vorne</i> , Lastfall: <i>Edgewise</i> . . . . .                       | 48 |
| 5.6 $\sigma_{mis}, \sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ Vorderkante, Position: <i>Vorne</i> , Lastfall: <i>Flapwise</i> . . . . .                        | 48 |
| 5.7 $\sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}, u_x, u_y, u_z$ Vorderkante, Position: <i>Vorne</i> , Lastfall: <i>Flapwise</i> . . . . .                       | 48 |
| 5.8 $\sigma_{mis}, \sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ Vorderkante, Position: <i>Hinten</i> , Lastfall: <i>Torsion</i> . . . . .                        | 50 |
| 5.9 $\sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}, u_x, u_y, u_z$ Vorderkante, Position: <i>Hinten</i> , Lastfall: <i>Torsion</i> . . . . .                       | 50 |
| 5.10 $\sigma_{mis}$ , Vergleich unterschiedlicher Klebschichtdicken $t$ , Position: <i>Hinten</i> , Lastfall: <i>Torsion</i> und <i>Edgewise</i> . . . . . | 51 |
| 6.1 Schlüsselparameter des DTU 10 MW Referenzmodells im Vergleich zu einem hochskalierten NREL 5 MW Referenzmodell [3] . . . . .                           | 55 |
| 6.2 $\sigma_{mis}, \sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ Vorderkante, Position: <i>Hinten</i> , Lastfall: <i>edgewise</i> . . . . .                       | 56 |
| 6.3 $\sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}, u_x, u_y, u_z$ Vorderkante, Position: <i>Hinten</i> , Lastfall: <i>edgewise</i> . . . . .                      | 56 |
| 6.4 $\sigma_{mis}, \sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ Vorderkante, Position: <i>Hinten</i> , Lastfall: <i>flapwise</i> . . . . .                       | 57 |
| 6.5 $\sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}, u_x, u_y, u_z$ Vorderkante, Position: <i>Hinten</i> , Lastfall: <i>flapwise</i> . . . . .                      | 57 |

## Tabellenverzeichnis

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 2.1 | Vergleich von SHELL181 und SOLSH190 . . . . .                              | 15 |
| 2.2 | Wichtige Einflussgrößen von Klebeverbindungen [24] . . . . .               | 20 |
| 3.1 | Eingangsparameter zur Lösung des Tube-Beispielmodells . . . . .            | 27 |
| 4.1 | Wichtige Parameter für Geometrie und Lastfälle des Detailmodells . . . . . | 39 |
| 4.2 | Übersicht der Materialkennwerte . . . . .                                  | 41 |